

**Національний технічний університет України «КИЇВСЬКИЙ
ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені Ігоря Сікорського»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
Кафедра технології машинобудування
Магістерська дисертація на здобуття ступеня магістра**

Моделювання параметрів якості виготовлення високошвидкісних зубчастих коліс

Автор Шаповалов Олександр Юрійович

Н.кер. Малафєєв Юрій Михайлович

2019

АНОТАЦІЯ

Об'єкт дослідження – процес проектування важконавантажених зубчастих передач важких токарних верстатів.

Предмет дослідження – закономірності впливу конструктивних елементів зубчастих передач важких верстатів на їх експлуатаційні характеристики.

У першому розділі «Аналіз сучасного стану контактно-гідродинамічного зачеплення високошвидкісних зубчастих коліс для важких токарних верстатів з ЧПК» показав, що аналіз проблеми пов'язаної зі станом зачеплення високошвидкісних зубчастих коліс для важких токарних верстатів, вказує на те, що існує комплекс конструкторських і експлуатаційних проблем, котрі в сукупності пред'являють вимоги до властивостей і характеристик зубчастих зачеплень, що вказують на необхідність проведення наукових досліджень. Аналіз напрямків роботи з дослідженням та підвищенням надійності високошвидкісних зубчастих зачеплень, дає можливість для застосування сучасного стану контактно-гідродинамічної теорії мастила і можливості її використання.

У другому розділі «методи вирішення контактно-гідродинамічних задач зубчастих циліндричних коліс важких токарних верстатів», показано, що викладена методика контактно-гідродинамічного розрахунку товщини мастильного шару для досягнення основної мети забезпечення точності та якості високошвидкісних важко-навантажених зубчастих коліс при неньютонівському стані робочої рідини, потребує для охоплення всього необхідного діапазону зміни основних робочих параметрів шляхом порівняно невеликих за обсягом розрахунків, необхідно ці рівняння привести до безрозмірного вигляду, що дозволяє різко скоротити кількість незалежних розрахункових параметрів з метою зображення на графіку для визначення безрозмірної координати кінця області тертя, що дає можливість визначити теоретичні основи розрахунку зубчастих циліндричних коліс ВТВ при максимальних навантаженнях із забезпеченням контактної міцності з метою запобігання глибинного контактного руйнування при високих окружних швидкостях.

У третьому розділі «Моделювання методів забезпечення точності і якості високо-швидкісних важконавантажених зубчастих коліс токарних верстатів при неньютонівському стані робочої рідини» доопрацьовані методи обробки сполучених циліндричних зубчастих коліс з гідро-карманами при урахуванні залежності в'язкості мастильних рідин від тиску, температури і стану поверхневого шару контактуючих поверхонь, визначені товщини мастильного шару в зубчастих колесах з гідро-карманами, запропоновано розміри гідродинамічних кишень, їх форма, кількість та способи розташування на евольвентній поверхні, з урахуванням забезпечення неньютонівського стану рідини в зоні контактування зубчастих передач, виконані дослідження параметрів поверхневого шару зубчастих коліс з гідро-карманами, що впливають на забезпечення мастильних властивостей в зачепленні.

Виконаний розрахунок товщини шару мастила в косозубих і шевронних циліндричних колесах. Зубчаста циліндрична передача з гідродинамічними карманами діє таким чином.

Запропонована конструкція зубчастої циліндричної передачі з гідродинамічними карманами забезпечує високе демпфування пульсаційного навантаження обертання циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі, забезпечує високу несучу здатність циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі, малий коефіцієнт тертя в широкому діапазоні частот обертання, що дає широкий вибір для застосовування на форсованих режимах танках, військових тягачах, спеціальних машинах особливого призначення.

У четвертому розділі виконано аналіз міцності гідродинамічних зубчастих передач, аналіз аспектів впливаючих на міцність зубчастих передач, види руйнування, в залежності від матеріалів і твердості зубчастих коліс з гідрокишеннями із забезпеченням довговічності зубчастих коліс з гідродинамічними кишеннями для важких токарних верстатів.

П'ятий розділ призначений для проведення маркетингового аналізу стартап-проекту задля визначення принципової можливості впровадження до ринку власної розробки та можливих напрямів його реалізації

Ключові слова: важко-навантажені зубчасті передачі, верстат, зносостійкість, довговічність, гідро-кармани, неньютонівський стан рідини, точність, товщина мастильного шару, реологічні властивості рідини.

ABSTRACT

The object of research is the design process of heavy-duty gears of heavy lathes.

The subject of the study is the regularities of the influence of structural elements of gears of heavy machines on their performance.

In the first section "Analysis of the current state of contact-hydrodynamic engagement of high-speed gears for heavy CNC lathes" showed that the analysis of the problem associated with the state of engagement of high-speed gears for heavy lathes, indicates that there is a complex of design and operational problems, which together impose requirements to the properties and characteristics of gears, indicating the need for scientific research. The analysis of directions of work with research and increase of reliability of high-speed gear gearing, gives the chance for application of a modern state of contact-hydrodynamic theory of greasing and possibility of its use.

In the second section, "methods of solution of contact-hydrodynamic" it is shown that the described method of contact-hydrodynamic calculation of the thickness of the lubricant layer to achieve the main goal of ensuring the accuracy and quality of high-speed heavily loaded gears in a non-Newtonian state of the working fluid, requires to cover the entire necessary range of changes in the basic operating parameters by relatively small calculations, it is necessary to lead these equations to a dimensionless form, that allows to drastically reduce the number of independent estimated parameters for image on the chart for determining the dimensionless coordinates of the end region of the friction that gives moist to determine the theoretical basis of the calculation of cylindrical gear wheels WATTS at maximum load to ensure contact strength with the aim of preventing deep contact destruction at high circumferential velocities.

In the third section, "Modeling methods to ensure the accuracy and quality of high-speed heavy-duty gears lathes with anutosh as the working fluid" modified processing methods connected cylindrical gears with a hydro-cells taking into account the dependence of viscosity of lubricating fluids from pressure, temperature and condition of the surface layer of the contacting surfaces defines the thickness of a lubricant layer in the gears with the hydro-pocket, proposed dimensions of the hydrodynamic pockets, their shape, number and placement techniques on the involute surface, taking into account the provision of a non-Newtonian state of the liquid in the contact zone of gears, the study of the parameters of the surface layer of gears with hydro-pockets, affecting the provision of lubricating properties in the engagement.

The calculation of the thickness of the lubricant layer in the bevel-toothed and Chevron cylindrical wheels is performed. The gear cylindrical transmission with hydrodynamic pockets acts in this way.

The design of a cylindrical gear transmission with hydrodynamic pockets provides a high damping load fluctuation of rotation of the cylindrical gears cylindrical gear transmission ensures high load-bearing capacity of cylindrical gears cylindrical gear transmission, small friction coefficient in a wide range of speeds that gives a wide selection for use on forced modes with tanks, military trucks, special machines for special purpose.

In the fourth section the analysis of the strength of gears, the analysis of aspects play the strength of the gear failure modes, depending on the materials and hardness of gear wheels gear with the durability of gears with hydrodynamic pockets for heavy lathes.

The fifth section is intended for the marketing analysis of a startup project to determine the principal possibility of introducing its own development in the market and possible directions of its implementation

Keywords: heavy-loaded gears, machine, wear resistance, durability, hydro-pockets, non-Newtonian state of the liquid, accuracy, thickness of the lubricant layer, rheological properties of the liquid.

ЗМІСТ

СКОРОЧЕННЯ І УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	7
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ КОНТАКТНО-ГІДРОДИНАМІЧНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ДЛЯ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПК.....	12
1.1 Основи надійності металорізальних верстатів, напрямки підвищення точності, надійності	12
1.2 Сучасний стан контактуючих поверхонь з урахуванням контактно-гідродинамічної теорії змащування і можливості її застосування	14
1.3 Рішення змішаної задачі теорії пружності для пружного шару на жорсткій основі при зачепленні зубчастих коліс	24
Висновки до розділу 1	34
Мета і задачі дослідження	34
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИ ВИРІШЕННЯ КОНТАКТНО-ГІДРОДИНАМІЧНИХ ЗАДАЧ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ КОЛІС ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ.....	36
2.1 Рішення ізотермічної стаціонарної задачі для рідини, що знаходиться у ньютонівському стані з урахуванням параметрів шорсткості контактуючих поверхонь циліндричних зубчастих коліс	36
2.2 Теоретичні основи розрахунку зубчатих циліндричних коліс ВТВ при максимальних навантаженнях із забезпеченням контактної міцності з метою запобігання глибинного контактного руйнування при високих окружних швидкостях	43
Висновки до розділу 2	53
РОЗДІЛ 3. МОДЕЛЮВАННЯ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ І ЯКОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ПРИ НЕНЬЮТОНІВСЬКОМУ СТАНІ РОБОЧОЇ РІДИНИ.....	55

3.1 Методи обробки сполучених циліндричних зубчастих коліс з гідрокарманами при урахуванні залежності в'язкості мастильних рідин від тиску, температури і стану поверхневого шару контактуючих поверхонь	55
3.2 Визначення товщини мастильного шару в зубчастих колесах з гідрокишеннями	67
3.3 Забезпечення системи параметрів поверхневого шару гідродинамічних зубчастих передач з гідрокишеннями важких токарних верстатів.....	75
3.4 Визначення розмірів гідродинамічних кишень з урахуванням забезпечення неньютонівського стану рідини в зоні контактування зубчастих передач	85
3.5 Розробка технологічного процесу обробки високонавантажених зубчастих коліс з гідрокарманами	
Висновки до розділу 3	97
РОЗДІЛ 4. АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГОЛОВНИХ ПРИВОДІВ ВТВ ПРИ НЕНЬЮТОНІВСЬКОМУ СТАНІ РОБОЧОЇ РІДИНИ	98
4.1 Міцність гідродинамічних зубчастих передач, аналіз аспектів впливаючих на довговічність зубчастих передач, види руйнувань, в залежності від матеріалів і твердості зубчастих коліс	98
4.2 Забезпечення довговічності зубчастих колес с гідродинамічними карманами для важких токарних верстатів	106
4.3 Розрахунок на контактну міцність гідродинамічних зубчастих передач з урахуванням параметрів контактуючих евольвентних поверхонь при дії максимального навантаження	109
Висновки до розділу 4.....	114
РОЗДІЛ 5. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ	115
ВИСНОВКИ	130
СПИСОК НАЙМЕНУВАНЬ ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	132
ДОДАТКИ	139

СКОРОЧЕННЯ І УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

ЗКЗК	– загартовані крупномодульних зубчасті колеса
ЕС	– експлуатаційні властивості
КПП	– комплексний параметр рівноважного стану поверхонь тертя
ВТВ	– важкі токарні верстати
СХ	– комплексний параметр в умовах тертя і зносу
ТСС	– технологічна станочная система
ЧПК	– числове програмне керування
H_{max}	– максимальна висота макроотклоненія, мкм
H_p	– висота згладжування макроотклоненія, мкм
W_a	– середнє арифметичне відхилення профілю волнистости, мкм
W_p	– висота згладжування профілю волнистости, мкм
W_z	– висота хвилястості по десяти точках, мкм
Smw	– середній крок волнистости, мкм
R_a	– середнє арифметичне відхилення профілю, мкм
R_p	– відстань від лінії виступів до середньої лінії, мкм
R_{max}	– найбільша висота нерівностей профілю, мкм
R_z	– висота нерівностей профілю по десяти точках, мкм
tm	– відносна опорна довжина нерівностей на рівні середньої лінії, %
Sm	– середній крок нерівностей, мкм
S	– середній крок нерівностей по вершинах локальних виступів, мкм
tp	– відносна опорна довжина профілю на рівні p , %
$H_{\mu 0}$	– поверхнева мікротвердість, МПа
σ_o	– величина залишкових напруг на поверхні, МПа
σ_t	– напруга плинності, МПа
hH_{μ}	– глибина залягання зміцненого шару, мм
$h\sigma_o$	– глибина залягання залишкових напруг поверхні, мм
J_{TCC}	– жорсткість технологічної верстатної системи, Н/мм
$\Psi_{ск}$	– кут ковзання, град

Ψ_{max} – найбільший кут контакту зуба фрези при зубофрезерування, град

I – інтенсивність зносу зубчастих коліс

V – швидкість різання, м/с

S_m – хвилинна подача, мм/хв

S_z – подача на зуб, мм/зуб

t – глибина різання, мм

ρ – радіус різальної кромки фрези, мм

a_i – товщина шару, що зрізається, мм

φ – кут профілю зуба фрези в нормальному перетині, град

P_z, P_x, P_y – складові сили різання, Н

$\sigma_B, \sigma_{сж}, \sigma_u$ – межа міцності при розтягуванні, стисненні, вигині, Мпа

ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування є однією з базових основ науково-технічного прогресу у різних галузях промисловості, безперервне вдосконалення і розвиток машинобудування пов'язано з прогресом верстатобудування, оскільки металорізальні верстати разом з іншими видами технологічного обладнання та машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів виробів, машин, обладнання. Удосконалення сучасних верстатів повинно забезпечувати підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів при відповідному підвищенні потужності приводу головного руху. Підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів пов'язано з подальшим удосконаленням приводу верстатів, шпіндельних вузлів, тягових пристроїв і напрямних прямолінійного руху. Сучасні металорізальні верстати забезпечують виключно високу точність оброблених деталей. Відповідальні поверхні важливих деталей обробляють на верстатах з похибкою в частках мікрметрів, а шорсткість поверхні не перевищує сотих часток мікрметра. Вимоги до точності в машинобудуванні постійно ростуть, і це в свою чергу, ставить нові завдання перед технологами важкого машинобудування.

Однією з важливих проблем станкобудування на сучасному етапі є підвищення якості продукції, що випускається, в тому числі крупномодульних зубчастих передач важких металорізальних верстатів, прокатних станів, рудорозмельних млинів, крокуючих екскаваторів, підйомних машин, бурової техніки, редукторів. Експлуатаційні характеристики яких (межа витривалості, зносостійкість, коефіцієнт тертя, контактна жорсткість, міцність, довговічність, вібраційні навантаження, шумові ефекти) характеризуються станом поверхневого шару зубчастих коліс. Під довговічністю верстата слід розуміти властивість верстата зберігати працездатність протягом деякого часу з необхідними перервами для технічного обслуговування і ремонту до настання граничного стану. Довговічність окремих механізмів і деталей верстата пов'язана головним чином зі зношуванням рухомих сполук, втомою при дії змінних напружень і

старінням. Зношування рухомих сполук у верстаті (напрямних, опор шпінделя, передач) є найважливішою причиною обмежень довговічності по критерію збереження початкової точності. Під надійністю верстата розуміють властивість верстата забезпечувати безперебійний випуск продукції в заданій кількості протягом певного терміну служби і в умовах застосування, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання і транспортування.

Гідродинамічна теорія змащення, розроблена Н.П. Петровим, а потім О. Рейнольдсом, А. Зоммерфельдом, Н.Е. Жуковським, С.А. Чаплигиним і А. Мітчелом, представляла собою різні теорії ковзання. Було проведено значну кількість досліджень для підтвердження того, що труться поверхні розділені суцільним шаром мастила, здатним передавати значні зусилля, і що за допомогою гідродинаміки можна правильно пояснити процес тертя в зубчастих передачах, без повного врахування параметрів стану поверхневого шару.

Подальший розвиток гідродинамічної теорії змащення протягом декількох десятиліть був пов'язаний в основному з питаннями зубчастих передач.

Разом з тим практика машинобудування на ряді прикладів показала, що між зубами зубчастих передач часто є суцільний мастильний шар. Зокрема, багато дослідників неодноразово відзначали випадки багаторічної експлуатації добре змазаних швидкохідних, важконавантажених зубчастих передач зі збереженими на робочих поверхнях зубів слідами обробки при їх виготовленні.

Методи дослідження. В основу роботи покладено системний підхід при проведенні теоретичних і експериментальних досліджень, який заснований на фундаментальних положеннях теорій технології машинобудування, теорії конструювання металорізальних верстатів, машинознавства, триботехніки, моделювання, ймовірності та математичної статистики. Математична обробка результатів досліджень виконувалася з використанням сучасного прикладного програмного забезпечення (MathCAD, Excel, Autocad, КОМПАС 3D V18). Дослідження та впровадження проводилися в виробничих і лабораторних умовах на діючому технологічному обладнанні (ТОВ «КЗМО», м. Костянтинівка, АТ «ПКМЗ», м. Київ).

Наукова новизна отриманих результатів. Вирішена важлива науково-технічна задача підвищення зносостійкості, міцності, довговічності зубчастих передач ВТВ шляхом удосконалення їх демпфуючих характеристик.

Задача полягає в тому, що на базі глибокого аналізу існуючої теорії гідродинаміки і конструктивних особливостей експлуатації важких токарних верстатів, шляхом забезпечення демпфуючих властивостей циліндричних зубчастих коліс головних приводів за рахунок забезпечення преходу стану рідини з ньютонівського у неньютонівський розробити наукові напрямки конструктивного забезпечення підвищення надійності зачеплення зубчастих передач.

Обсяг і структура дисертації.

Дисертаційна робота складається з вступу, 5 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг дисертації становить 156 сторінки, з них: 45 рисунків по тексту; 2 рисунка на 2 окремих сторінках; 26 таблиць по тексту; 17 таблиць на 5 окремих сторінках; список використаних джерел з 61 найменувань на 7 сторінках, 2 додатка на 18 сторінках.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ КОНТАКТНО-ГІДРОДИНАМІЧНОГО
ЗАЧЕПЛЕННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС
ДЛЯ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ

**1.1 Основи надійності металорізальних верстатів, напрямки
підвищення точності, проблема надійності приводів головного руху ВТВ**

Проблема забезпечення надійності металорізального обладнання комплексна. Кожен з етапів створення верстатів і умови їх експлуатації надають на рішення цієї проблеми певний вплив. Надійність верстатів закладається при проектуванні, забезпечується при виготовленні і реалізується при експлуатації [61].

Надійність верстата – це здатність випускати придатну продукцію із заданою продуктивністю протягом певного терміну служби при відповідних умовах роботи і технічного обслуговування. Надійність верстатного обладнання характеризується безвідмовністю, ремонтопридатністю, довговічністю.

Безвідмовність верстата - це властивість безупинно зберігати працездатність протягом деякого часу. Порушення працездатності (відмова) верстата приводить до припинення випуску продукції, а якщо верстат продовжує працювати, то виготовлена продукція є бракованою.

Відновлення працездатності обладнання починається після відмови одного або декількох елементів, наприклад поломки інструменту. Тривалість відновлення працездатності обладнання включає в себе його простої. При цьому необхідно враховувати зайнятість обслуговуючого персоналу. Чим менше середня тривалість відновлення верстата, тим вище його ремонтопридатність, тобто пристосованість до попередження, виявлення як причин виникнення відмов, так і їх наслідків шляхом проведення технічного обслуговування і ремонту [61].

Довговічність верстата - це властивість зберігати працездатність до виходу параметрів верстата за межі допустимих норм (наступ граничного стану) за умови

проведення встановленого технічного обслуговування і ремонту. Довговічність залежить головним чином від зношування рухомих сполук, втоми і старіння матеріалу елементів верстата [61].

Сучасні металорізальні верстати – складна електро-, електронно-, гідро-, пневмомеханічна система, надійність якої визначається великим числом різних за принципом дії елементів і механізмів. І все ж таки виходячи з головного параметра надійності будь-якого верстата - забезпечення суворо регламентованих показників якості обробки, – основне навантаження несе механічна частина верстата [61].

Підвищення точності роботи верстатів досягається:

1. вдосконаленням конструкцій окремих елементів і вузлів.
2. підвищенням жорсткості і вібростійкості.
3. зниженням теплових деформацій.
4. підвищенням точності виготовлення деталей і якості збірки верстатів.

Точність і якість роботи верстата забезпечуються:

1. вибором раціонального компоновання верстата.
2. правильним вибором матеріалів і термообробки для відповідальних деталей.
3. застосуванням напрямних кочення і гідростатичних напрямних.
4. застосуванням в ланцюгах подач і інших вузлах зубчастих коліс з пристроями для вибору зазорів.
5. застосуванням пристроїв для захисту напрямних.
6. застосуванням пристроїв для тонкої очистки СОТС (для поліпшення чистоти обробки).
7. застосуванням механізмів компенсації зносу шліфувального круга.
8. застосуванням пристроїв для автоматичного контролю розмірів деталей в процесі обробки з автоподналадкою на розмір.
9. загартуванням і шліфуванням напрямних.
10. підвищенням загальної культури виробництва.

Геометрична точність верстатів регламентується відповідними ГОСТами. ЕНІМС розроблена нормаль верстатобудування Н70-11, яка ділить всі верстати на 5-ть класів точності: Н - нормальної точності; П - підвищеної точності; В - високої точності; А - особливо високої точності; З - особливо точні [61].

Основні тенденції та перспективи розвитку верстатів і верстатних комплексів:

1. Компонування верстатів, зв'язок конструювання з техніко-економічними показниками.
2. Класифікація корпусних вузлів і основні конструювання верстатів.
3. Несучі системи верстатів.
4. Станіни, стійки, портали.
5. Напрямні верстатів.
6. Конструктивні форми напрямних.
7. Напрямні ковзання і кочення.
8. Компонування верстатів, зв'язок конструювання з техніко-економічними показниками.

1.2. Сучасний стан контактуючих поверхонь з урахуванням контактно-гідродинамічної теорії змащування і можливості її застосування

Одним з важливих напрямків застосування гідродинамічної теорії мастила є практичне використання розробок у важких токарних верстатах, що працюють на високих швидкостях ($v = 10\text{--}15$ м/с) і високих навантаженнях (рис. 1.1 – рис. 1.2).



Рисунок 1.1 – Важкий токарний верстат моделі ŠKODA SG 5

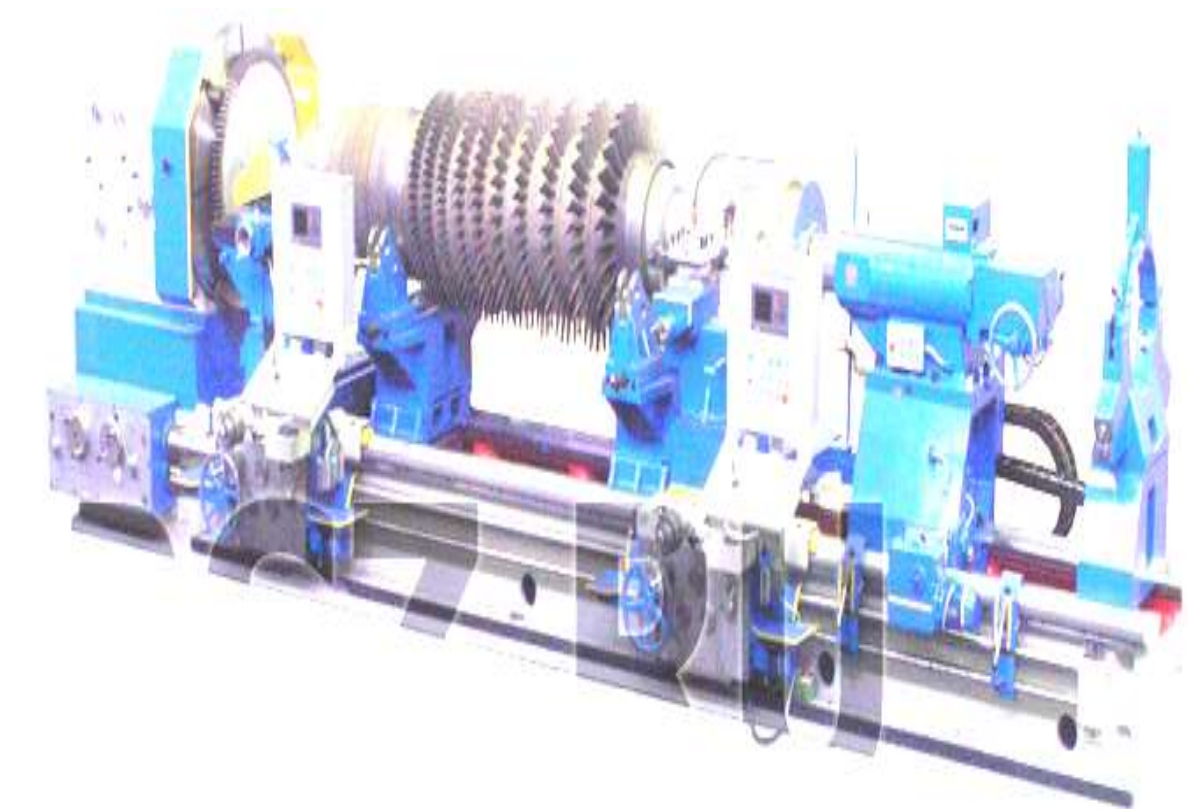


Рисунок 1.2 – Важкий токарний верстат моделі PT958

Фахівці в галузі граничного тертя Б.В. Дерягин, А.С. Ахматов та інші стверджували, що рідинне тертя можливо лише при товщині мастильного шару, що перевищує 0,05–0,1 мкм, проте Б.В. Дерягин і його учні в результаті нового дослідження в'язкості рідин в тонких шарах прийшли до висновку [20], що в більшості випадків об'ємна в'язкість рідини зберігається до товщини шару порядку 200 Å (0,02 мкм). У нижчих шарах в'язкість і залежно від хімічної природи рідини може мати значення більше або менше об'ємної. Нарешті, в шарі менше 20–30 Å в'язкість, як правило, має аномально низьке значення (10% від об'ємної). У деяких випадках значення об'ємної в'язкості зберігалось аж до 20–30 Å (0,002–0,003 мкм).

У дискусії з обговорення проблем використання методів реології в області мастила А. Дайсон [8] повідомив про свої експериментальні результати, які доводять можливість застосування гідродинаміки для мастильних шарів аж до 150 Å (0,015 мкм).

У роботі в 1969 р, А. Камерон, В. Уінер (США) і Ф. Вестлейк (Англія) показали, що при товщині мастильного шару до 0,015–0,02 мкм змащування можна вважати чисто контактно-гідродинамічним. Разом з тим раніше А. Камерон також вважав, що граничне тертя може мати місце при товщині мастильного шару близько 0,1 мкм. Д. Тейбор на тій же конференції стверджував, що для хімічно активних мастил граничне тертя матиме місце при товщині плівки менше 0,005 мкм. Зрозуміло, ці висновки отримані тільки при дуже високій шорсткості контактуючих поверхонь.

Таким чином, можна вважати достатньо доведеною можливість застосування контактної гідродинаміки для високошвидкісних зубчастих передач, і в даний час необхідні вже не нові докази наявності мастильного шару, а розробка загальної теорії та методів розрахунку, придатних для аналізу роботи деталей при великих і малих швидкостях руху, навантажень і радіусів кривизни поверхонь, що труться.

Першу спробу застосувати гідродинамічну теорію змащування для розрахунку циліндричних поверхонь з великою різницею радіусів зробив

Г.М. Мартін в 1916 р. Пізніше цим же завданням займався А.М. Ертель в 1939 р, Н.А. Слезкин [50], Пеплер в 1938 р. та ін.. Їх роботи були засновані на так званій класичній гідродинамічній теорії змащування. У них передбачалося, що:

- поверхні тертя не деформуються (абсолютно жорсткі);
- в'язкість масла є постійною у всій області тертя.

В результаті застосування цих досліджень для аналізу роботи передач були отримані настільки малі товщини змащувального шару, що виникли навіть сумніви в можливості існування рідинного тертя. Прагнучи наблизити теорію і розрахунок до практики експлуатації відповідних деталей, А.Н. Грубін, А. Камерон, Е. Івен і Е. Гаткомб почали враховувати залежність в'язкості масла від тиску, але не враховували деформації поверхонь і їх стан параметрів шорсткості. Академік П.Л. Капіца [28] вперше застосував класичну гідродинамічну теорію змащування до розрахунку поверхонь з подвійною кривизною (кочення кульки по біговій доріжці), при цьому він врахував вплив залежності в'язкості масла від тиску. Цю ж задачу вирішив М.В. Коровчинський.

Однак облік залежності в'язкості масла від тиску без прийняття до уваги деформації поверхонь не міг істотно змінити результати і привести теорію у відповідність з практикою.

Дослідження, проведені А.М.Ертелем [55] показали, що при наявності залежності в'язкості масла від тиску в області тертя виникають великий місцевий тиск, який викликає значні деформації поверхней, що труться. Очевидно, що без урахування цих деформацій неможливо розробити теорію, близьку до дійсності.

Першу спробу отримати елементарне рішення задачі гідродинамічної теорії мастила при наявності деформації поверхонь тертя зробив А.М. Ертель ще в 1939 р.

А.І. Петрусевич, А.М. Ертель та А.Н. Грубін розробили сучасну контактну-гідродинамічну теорію мастила [48, 55, 25], в якій врахували деформації поверхонь, залежність в'язкості масла від тиску і температури, а також стисливість масла.

Незважаючи на те, що це були перші роботи з контактної-гідродинамічної теорії мастила і з моменту їх опублікування з'явилася значна кількість нових досліджень, вони до сих пір відрізняються широтою охоплення і глибиною проникнення в сутність проблеми. Тому Петрусевича, Ертеля і Грубіна називають творцями контактної-гідродинамічної теорії мастила.

В оглядових роботах В.А. Гришка [24], В.П. Кадомського та Ю.А. Розенберга [49] міститься ґрунтовний аналіз розвитку гідродинамічної теорії мастила і контактної-гідролічної проблеми.

У дослідженнях А. Камерона, Е. Мак-Івена, Ф. Остерло враховувалася залежність в'язкості масла від тиску, але не враховувалася деформація поверхні тертя; в роботі В. Левицького, А. Мілна та І. Кола вкрай грубе рішення отримано елементарними засобами без урахування залежності в'язкості масла від тиску в коробках швидкостей зубчастих механізмів (рис. 1.3)

Ф. Остерло і Е. Сайбел вирішили контактної-гідродинамічні завдання для плаского повзуна шляхом введення поправок в теорію, яка передбачає його абсолютну жорсткість. Вони не врахували залежність в'язкості масла від тиску і знайшли, що поправка, що отримується при обліку деформації поверхні, для місцевого тиску менше 17%, а для вантажопідйомності – менш 6 %.

Рішення Г. Порицького, Г. Вебера і К. Саальфельда [17], І. Дёрра [5] отримані чисельним методом шляхом послідовного накладення одне на одне рішень гідродинамічного і пружного завдань по черзі до отримання збіжності результату. При цьому в роботі І. Дёрра приймалося, що в'язкість не залежить від тиску, а в роботах Порицького, Вебера і Саальфельда отримано рішення з урахуванням залежності в'язкості масла від тиску. Всі зазначені автори в якості вихідного наближення брали профіль зазору або епюру розподілу тиску, що відповідали недеформованому поверхонь. У зв'язку з цим застосований метод послідовних наближення привів до збіжності результатів тільки для малих деформацій. Таким чином, найбільш цікаві для практики випадки залишилися не розглянутими. При цьому облік деформації поверхні і залежності в'язкості масла від тиску приводив до відносно невеликого підвищення вантажопідйомності:

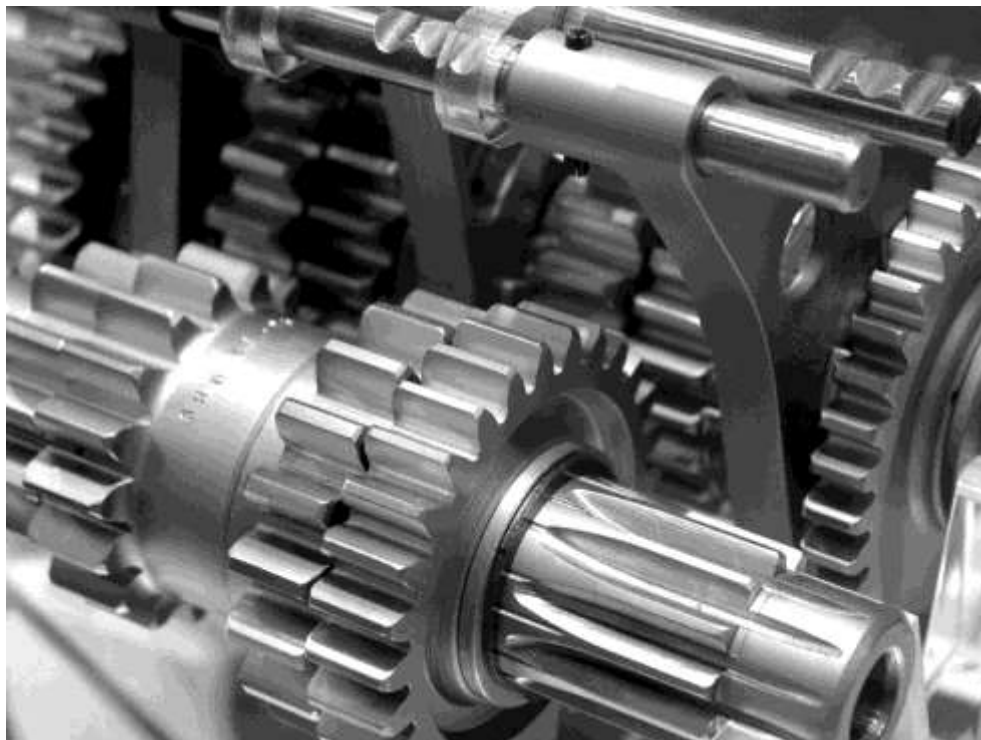
наприклад, у Г. Вебера і К. Саальфельда – не більше ніж в 2,7 рази, в інших роботах ще менше, в той час, як дійсне збільшення може бути в 100 і 200 разів.

Г. Арчерд, Ф. Геір і В. Хірст [1] по суті повністю повторили чисельний метод А. І. Петрусевича. За вихідну вони прийняли епюру тиску Герца. Рішення проводилося чисельним шляхом, причому в розмірній формі для окремих ділянок на вході і виході області тертя.

Інженер фірми ЕКГ Ф. Хакевітц [53] намагався використовувати роботу П.Л. Капіци [28] для вирішення контактної-гідродинамічної проблеми методом суперпозиції, неприйнятним для нелінійних задач. В результаті він встановив, що товщина мастильного шару збільшується з ростом навантаження, а це суперечить експерименту.

Рисунок 1.3 – Коробка швидкостей з зубчастими високошвидкісними колесами

Особливе місце займають роботи Д. Даусона і Г. Хігінсона. У своїй першій роботі [11] вони знайшли чисельне рішення для чотирьох окремих випадків при трьох



незалежних безрозмірних параметрах і великому наведеному радіусі кривизни.

Однак там ще не було ніяких узагальнень або розрахункових формул. Пізніше одночасно з вченими [9, 13, 14, 15, 16, 18] (або навіть трохи пізніше) вони знайшли рішення для ряду додаткових окремих випадків і на основі статистичної обробки 17 розрахункових випадків отримали свої формули для найменшої товщини мастильного шару [30, 31, 32, 33, 34]. Слід зауважити, що до сих пір Д. Даусон і Г. Хіггінсон в своїх публікаціях не привели форми зазорів і епюри тиску для різних значень розрахункових параметрів за винятком декількох окремих випадків. У зв'язку з тим, що їх рішення містить три незалежних безрозмірних параметра, очевидно, що неможливо, користуючись цими чотирма випадками, визначити форму зазору між поверхнями і товщину мастильного шару на основній частині площадки контакту для будь-якого поєднання робочих параметрів.

У 1967 р Д. Даусон уточнив свою розрахункову формулу для визначення h_m , після чого його результати стали відрізнятися від результатів робіт опублікованих ще в 1963 р [6, 7], не більше ніж на 20%.

У 1969 р. Д. Даусон і Г. Хиггинсон в роботі [11] вказали, що експериментально вдалося підтвердити існування піку тиску на вихідній частини епюри тиску, однак ширина піку мала (мала додаткова площа епюри тиску під цим піком), тому вона практично не робить ніякого впливу на зв'язок між вантажопідйомністю та товщиною мастильного шару. Вони ж стверджували, що цей пік слабо впливає і на величину напружень в контактують поверхнях, тобто на довговічність. Слід зазначити, що в попередніх рішеннях контактної-гідродинамічної завдання розглядалося випадок лінійного контакту.

Рішення для точкового контакту отримали І. Арчерд і Е. Ковкінга [2], Г. Чжен [54].

У 1969 р. А.І. Петрусевич [47] на основі статистичної обробки теоретичних і експериментальних результатів опублікував нову формулу для розрахунку товщини мастильного шару h_0 в зубчастих передачах. Результати розрахунку за цією формулою і по раніше опублікованим залежностям при тих же значеннях розрахункових параметрів відрізняються не більше ніж на 20%.

Всі згадані теоретичні роботи розглядали ізотермічне стаціонарне контактно-гідродинамічне завдання для рідин, що знаходяться в ньютонівському стані. Як вказував академік А.Ф. Йоффе [29]: «В історії науки число тривалих періодів накопичення досвіду, вдало об'єднаного фізичної теорією, завжди з'являлися факти, які їй суперечать, що свідчать про нові невраховані сторони гранично різноманітного реального світу. Загострення протиріч в таких випадках завершувалося синтезом, що охоплює більш широке коло явища і вносить нові риси в наше світорозуміння».

У контактно-гідродинамічній теорії не враховувалося неньютонівської поведінки рідини і стан поверхневого шару зубчастих циліндричних передач головних приводів металорізальних верстатів.

Ньютонівською називають рідину, у якій дотичне напруження зсуву τ прямо пропорційно градієнту швидкості деформації $\frac{\delta u}{\delta y}$, і коефіцієнт пропорційності, званий в'язкістю μ , є функцією тиску k_0 і температури T , але не залежить ні від швидкості руху, ні від градієнта швидкості руху масла: $\tau = \mu(k_0, T) \frac{\delta u}{\delta y}$.

Неньютонівською називають рідину, у якій залежність дотичного напруження зсуву від градієнта швидкості зсуву складніша. У цьому випадку доцільно за аналогією з ньютонівською рідиною висловлювати дотичне напруження у вигляді $\tau = \mu_{\text{эф}} \left(k_0, T, u, \frac{\delta u}{\delta y} \right) \frac{\delta u}{\delta y}$, де коефіцієнт пропорційності $\mu_{\text{эф}}$ вже залежить від швидкості і градієнта швидкості. Не можна говорити про неньютоновські рідини без згадки про релаксації – процесі повернення системи в стан термодинамічної рівноваги після виведення його з цього стану. Час релаксації має істотне значення для неньютоновських рідин. Як відомо, цей час, протягом якого ухилення будь-якого параметра системи від його рівноважного значення зменшується в e раз [22], [27], [35]. Фактично час релаксації визначається часом, необхідним для переміщення частинки рідини на відстань близько середньої відстані між сусідніми молекулами. У зв'язку з цим час релаксації істотно залежить від температури і тиску рідини: з ростом тиску і зменшенням температури час релаксації експоненціально зростає.

Якщо частка рідини піддається тиску або нагріванню протягом часу значно більшого, ніж час релаксації, рідина повністю релаксує і набуває, наприклад, в'язкість, відповідну цьому тиску і температурі (певної при статичних випробуваннях). Якщо ж час впливу обурення менше часу релаксації або має приблизно той же порядок, в'язкість не встигає досягти свого рівноважного стану, і пружно-в'язка рідина набуває ефективну в'язкість, істотно відрізняється від статичної (іноді навіть в десятки і сотні разів [21]).

При роботі зубчастих передач, як уже раніше зазначалося, частинки масла зазвичай за мільйонні частки секунди проходять через зону контакту, тобто, за цей час тиск спочатку зростає від атмосферного до десятків тисяч кілограм-сили на сантиметр квадратний, а потім убыває до атмосферного. У зв'язку з тим, що час релаксації для різних масел при різних тисках і температурах може мати порядок від 10^{-8} до 10^{-4} с, в ряді випадків масло може знаходитися в неньютонівському стані.

Таким чином очевидно, що поділ рідин на ньютонівські і неньютонівські є умовним. Строго кажучи, це так само помилково, як і розподіл металів на тендітні і пластичні. Залежно від умов досвіду рідина може перебувати в ньютоновському і неньютонівському стані, як і метал в крихкому і пластичному стані. Більш того, всередині зони контакту двох поверхонь є ділянки, де рідина знаходиться в ньютоновском стані, і ділянки, де вона знаходиться в неньютонівському стані.

Неньютонівський ефект в'язко-пружної рідини вперше врахував А. Мілн в роботі [45], де він вирішував гідродинамічне завдання для максвеллівською рідини при заданій формі зазору, що не деформується. В результаті було отримано, що несуча здатність такої рідини значно менше, ніж ньютонівської.

Спробу вирішити контактнo-гідродинамічні завдання для Рі-Ейрінговської неньютонівської рідини зробив І. Белл в роботі [3], а також І. Белл, І. Кеннел і Ц. Аллен в роботі [4]. У цих роботах отримано рівняння Рейнольдса для Рі-Ейрінговської рідини і далі методом Ертеля-Грубіна вводиться поправка для обліку контактних деформацій. Тут і в наступних роботах тих же авторів показано, що значна розбіжність між їх експериментальними і раніше відомими теоретичними

результатами для двох масел полі-феніловий ефіру і моторного масла SAE-50 можна пояснити при обліку неньютонівських властивостей цих масел. Зокрема, якщо рівняння цих досвідчених даних з теоретичними (отриманими для ньютонівських рідин) призводить до розбіжності близько 100% і більше, то при порівнянні з теоретичними для Рі-Ейрінгської рідини розбіжність вже менш 46 %.


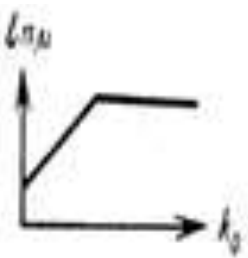
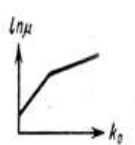
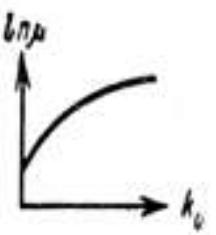
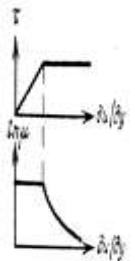
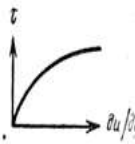
З'явилися роботи, присвячені неньютонівській поведінці мастил. У роботі І. Аппелкорна [19] сказано, що більшість моторних масел містить значні добавки полімерів, і такі масла слід розглядати як неньютонівські, так як їх в'язкість зменшується при високих швидкостях зсуву, що призводить до різкого зменшення несучої здатності. При високих швидкостях зсуву, коли пружні ефекти мають істотне значення, в'язкість цих масел наближається до в'язкості основного компонента. Це ж зазначено К. Джоржи у 1957 року, а також І. Новаком і В. Уїнером [46] (табл. 1.1).

У літературі описаний всього один факт, який, здавалося б, суперечить наведеній точці зору. Йдеться про експерименти В. Борзофа 1959 рік, коли з ростом частоти обертання зубчастої передачі спочатку зменшувалася несуча здатність, а потім збільшувалася. Саме це збільшення, нібито, суперечить уявленням про в'язкопружної рідини.

Очевидно, що гіпотеза про ньютонівську поведінку є більш загальною точкою зору, ніж всі попередні і, мабуть, доцільно будувати рішення контактної-гідродинамічної завдання не тільки для ньютонівської рідини з в'язкістю, що залежить від тиску по Барусу, але і для неньютонівських рідин. А.І. Петрусевич перший вказав на необхідність використання неньютоновських властивостей масел в контактній гідродинаміці.

Розглянемо деякі інші аспекти контактної-гідродинамічної теорії мастила.

Таблиця 1.1 – Залежність в'язкості і дотичного напруження від тиску і градієнта швидкості для зубчастих передач

№ з/п	Схема	Автор	Рік	Причина зламу або вигину кривої	Примітка
1	2	3	4	5	6
1		Барус	1893	—	—
2		Герсі Гопкінс	1954	«Затвердіння» мастила при високому тиску	Обмежена в'язкість, але не обмежене дотичне напруження з ростом градієнта швидкості
3		Аллен, Таунсенд [1], Зарецький	1970	—	—
4		Петрусевич [56], Джонсон і Камерон Хью і Камерон	1971 1970 1962	Результати досвіду, іноді пов'язані з не ньютонівськими властивостями масел	Отримано або при статичних випробуваннях в віскозиметрах, або в роликовому контакті
5		Петрусевич [57] Сміт [35]	1950- 1951 1962	Існування «верхнього граничного напруження зсуву» або зрізу мастила	Обмежено дотичне напруження, але не обмежена в'язкість
6		Рі-Эйрінг, Белл [58]	1955 1962	Неньютонівська поведінка рідини	Експериментальн о отримано при дослідженні реологічних характеристик масел

1.3. Рішення змішаної задачі теорії пружності для пружного шару на жорсткій основі при зачепленні зубчастих коліс

При вирішенні контактної-гідродинамічної задачі для різних деталей машин, необхідно визначити прогини поверхні під дією сил тиску, що виникають і змащувальному шарі.

В даний час вже є значна кількість робіт по визначенню напруженого стану в пружному шарі (А.І. Лур'є, Н.І. Сомов, Я.С. Уфлянд, К. Мергуер, Е. Мелан). Однак по ряду причин застосувати їх результати безпосередньо для вирішення контактної-гідродинамічного завдання не вдасться. В одних роботах прийнято, що пружний шар може прослизати щодо заснування, в інших – отримані тільки напруги, а переміщення слід ще відшукувати, по-третє – вже знайдені переміщення, але вони представлені настільки громіздкими виразами, що їх важко використовувати, тим більше, що відсутні необхідні числові значення. Нарешті, переважно одержати чисельні результати таким загальним методом, який дозволяв би використовувати будь-які граничні умови (відсутність ковзання пружного шару щодо жорсткої основи; вільне ковзання пружного шару, коли дотичне навантаження на межі з жорсткою основою дорівнює нулю; ковзання пружного шару по основі з будь-яким постійним або змінним коефіцієнтом тертя тощо). Застосовуючи метод інтегральних перетворень Фур'є, легко отримати рішення для всіх зазначених випадків.

Тому і виникла необхідність заново вирішити вже вирішену задачу.

Розглянемо рішення змішаної задачі теорії пружності для випадку плоскої деформації пружного шару, що лежить на абсолютно жорсткій основі, міцно зчепленого з ним і навантаженого довільним навантаженням $p_0(x)$ (рис. 1.4).

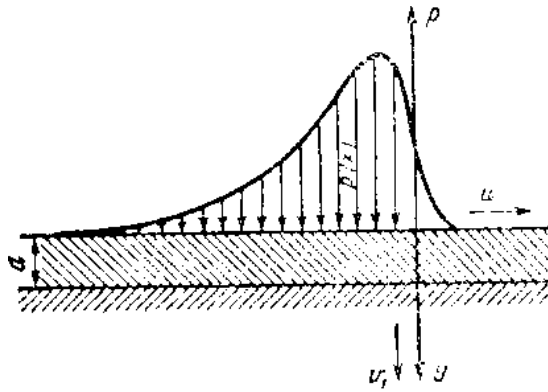


Рисунок 1.4 – Довільне навантаження, прикладене до пружного шару, що знаходиться на жорсткій підставі при швидкості обертання зубчастого колеса

$$v = 8 \text{ м/с} \quad m = 6 \text{ мм}$$

Нас цікавлять прогини його верхньої межі. Тому завдання будемо вирішувати в переміщеннях [39]. Рівняння рівноваги в переміщеннях при відсутності масових сил мають вигляд:

$$\Delta^2 u = -\frac{\lambda + \mu}{\mu} \frac{\partial \theta}{\partial x}; \quad (1.1)$$

$$\Delta^2 u_1 = -\frac{\lambda + \mu}{\mu} \frac{\partial \theta}{\partial y}, \quad (1.2)$$

де об'ємне розширення

$$\theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y}. \quad (1.3)$$

З рівнянь (1.1), (1.2), (1.3) випливає, що

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} = 0. \quad (1.4)$$

У рівняннях (1) и (2) λ и μ – коефіцієнти Ляме – пов'язані наступним чином з E – модулем Юнга першого роду та m – коефіцієнтом Пуассона:

$$\lambda = \frac{Em}{(1+m)(1-2m)}; \quad m = \frac{\lambda}{2(\lambda+\mu)};$$

$$\mu = \frac{E}{2(1+m)}; \quad E = \frac{\mu(3\lambda+2\mu)}{\lambda+\mu}.$$

Найпростіше вирішувати це завдання за допомогою інтегральних перетворень Фур'є.

Введемо інтегральні перетворення Фур'є для наступних функцій:

$$\bar{\theta}(\alpha, y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \theta(x, y) e^{i\alpha x} dx;$$

$$\bar{u}(\alpha, y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} u(x, y) e^{i\alpha x} dx;$$

$$\bar{u}(\alpha, y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \vartheta_1(x, y) e^{i\alpha x} dx; \quad (1.5)$$

$$\bar{\sigma}_y(\alpha, y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \sigma_y(x, y) e^{i\alpha x} dx;$$

$$\bar{\tau}_{xy}(\alpha, y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \tau_{xy}(x, y) e^{i\alpha x} dx.$$

Користуючись співвідношеннями між трансформантами Фур'є для похідних функцій, отримаємо

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\partial}{\partial x} f(x, y) e^{i\alpha x} dx = (-i\alpha) \bar{f}(\alpha, y). \quad (1.6)$$

Застосовуючи інтегральні перетворення до рівняння (4), знайдемо

$$\frac{d^2 \bar{\theta}(\alpha, y)}{dy^2} - \alpha^2 \bar{\theta}(\alpha, y) = 0,$$

звідки

$$\bar{\theta}(\alpha, y) = C_1 e^{\alpha y} + C_2 e^{-\alpha y}. \quad (1.7)$$

Аналогічно з формул (1.1) і (1.2) отримаємо

$$\frac{d^2 \bar{u}(\alpha, y)}{dy^2} - \alpha^2 \bar{u}(\alpha, y) = i\alpha \frac{\lambda + \mu}{\mu} [C_1 e^{\alpha y} + C_2 e^{-\alpha y}]; \quad (1.8)$$

$$\frac{d^2 \bar{\vartheta}(\alpha, y)}{dy^2} - \alpha^2 \bar{\vartheta}(\alpha, y) = -\alpha \frac{\lambda + \mu}{\mu} [C_1 e^{\alpha y} + C_2 e^{-\alpha y}]. \quad (1.9)$$

Знайдемо $\bar{u}(\alpha, y)$ у вигляді

$$\bar{u}(\alpha, y) = A_1 e^{\alpha y} + A_2 e^{-\alpha y} + E_1 y e^{\alpha y} + E_2 y e^{-\alpha y}.$$

Тоді

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \bar{u}(\alpha, y)}{dy^2} = & A_1 \alpha^2 e^{\alpha y} + A_2 \alpha^2 e^{-\alpha y} + 2E_1 \alpha e^{\alpha y} + E_1 \alpha^2 y e^{\alpha y} - 2E_2 \alpha e^{-\alpha y} + \\ & + E_2 \alpha^2 y e^{-\alpha y}. \end{aligned}$$

Підстановка останніх виразів в рівняння (1.8) дає

$$2E_1 \alpha e^{\alpha y} - 2E_2 \alpha e^{-\alpha y} = i\alpha \frac{\lambda + \mu}{\mu} [C_1 e^{\alpha y} + C_2 e^{-\alpha y}],$$

звідки

$$E_1 = \frac{\lambda + \mu}{2\mu} i C_1; \quad E_2 = -\frac{\lambda + \mu}{2\mu} i C_2$$

Аналогічно

$$\begin{aligned}\bar{v}_1(\alpha, y) &= B_1 e^{\alpha y} + B_2 e^{-\alpha y} + K_1 y e^{\alpha y} + K_2 \alpha^2 y e^{-\alpha y}; \\ \frac{d^2 \bar{v}(\alpha, y)}{dy^2} &= B_1 \alpha^2 e^{\alpha y} + B_2 \alpha^2 e^{-\alpha y} + 2K_1 \alpha e^{-\alpha y} + K_1 \alpha^2 y e^{\alpha y} - 2K_2 \alpha e^{-\alpha y} \\ &\quad + K_2 \alpha^2 y e^{-\alpha y}\end{aligned}$$

Підставляючи останні два вирази в рівняння (1.9), знаходимо

$$2K_1 e^{\alpha y} - 2K_2 e^{-\alpha y} = -\frac{\lambda+\mu}{\mu} [C_1 e^{\alpha y} - C_2 e^{-\alpha y}],$$

так що

$$K_1 = -\frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_1 \text{ и } K_2 = -\frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_2.$$

Таким чином,

$$\bar{u}(\alpha, y) = A_1 e^{\alpha y} + A_2 e^{-\alpha y} + \frac{\lambda+\mu}{2\mu} i C_1 y e^{\alpha y} - \frac{\lambda+\mu}{2\mu} i C_2 y e^{-\alpha y}; \quad (1.10)$$

$$\bar{v}(\alpha, y) = B_1 e^{\alpha y} + B_2 e^{-\alpha y} - \frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_1 y e^{\alpha y} - \frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_2 y e^{-\alpha y}. \quad (1.11)$$

Маючи вихідну систему (1.1) і (1.2), ми повинні були б отримати всього чотири постійні, в рівняннях (1.10) і (1.11) є шість постійних. Необхідно визначити дві постійні C_1 і C_2 . Це можна зробити, якщо застосувати інтегральні перетворення до рівняння (1.3). тоді отримаємо

$$\begin{aligned}C_1 e^{\alpha y} + C_2 e^{-\alpha y} &= -i\alpha A_1 e^{\alpha y} - i\alpha A_2 e^{-\alpha y} + B_1 \alpha e^{\alpha y} - B_2 \alpha e^{-\alpha y} - \frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_2 e^{-\alpha y} - \\ &\quad - \frac{\lambda+\mu}{2\mu} C_1 e^{\alpha y},\end{aligned}$$

Звідки

$$C_1 = \frac{(B_1 - A_1 i) 2\alpha\mu}{\lambda + 3\mu}; \quad C_2 = \frac{(A_1 i - B_2) 2\alpha\mu}{\lambda + 3\mu}.$$

В результаті трансформанти переміщень мають вигляд

$$\bar{u}(\alpha, y) = A_1 e^{\alpha y} + A_2 e^{-\alpha y} + \frac{\lambda + \mu}{\lambda + 3\mu} \alpha [(A_1 + B_1 i) y e^{\alpha y} + (B_2 i - A_2) y e^{-\alpha y}] \quad (1.12)$$

$$\bar{v}(\alpha, y) = B_1 e^{\alpha y} + B_2 e^{-\alpha y} - \frac{\lambda + \mu}{\lambda + 3\mu} \alpha [(B_1 + A_1 i) y e^{\alpha y} - (A_2 i + B_2) y e^{-\alpha y}] \quad (1.13)$$

Постійні A_1, A_2, B_1, B_2 визначаються з граничних умов. На верхній межі пружного шару нормальні напруження дорівнюють зовнішньому навантаженню зі зворотним знаком, дотичні напруження дорівнюють нулю. На нижній межі пружного шару відсутні горизонтальні і вертикальні переміщення. Отже,

$$\sigma_y(x, 0) = -p_0(x); \quad \tau_{xy}(x, 0) = 0;$$

Висловивши напруги через переміщення

$$u(x, d) = 0; \quad v(x, d) = 0$$

і зробивши інтегральні перетворення цих виразів, отримаємо

$$\sigma_y = \lambda \theta + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad \text{и} \quad \tau_{xy} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)$$

$$\bar{\sigma}_y = \lambda \theta + 2\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} ; \quad \bar{\tau}_{xy} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - i\alpha \bar{v} \right).$$

$$\bar{\theta}(\alpha, y) = \frac{2\alpha\mu}{\lambda + 3\mu} [(B_1 - A_1 i) e^{\alpha y} - (A_2 i + B_2) e^{-\alpha y}]$$

Використовуючи граничні умови, знайдемо

$$-\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} p_0(x) e^{iax} dx = \frac{2\alpha\mu}{\lambda+3\mu} [(\lambda+2\mu)(B_1-B_2) + \mu i(A_1+A_2)];$$

Зауважимо, що застосований метод на відміну від відомих рішень придатний без всяких ускладнень і при будь-яких інших граничних умовах, наприклад, при вільному ковзанні пружного шару щодо жорсткої основи $[m\chi(x, cl) = 0]$,

$$0 = \mu(B_1 - B_2) + (\lambda + 2\mu)i(A_1 - A_2);$$

$$0 = B_1 e^{\alpha d} + B_2 e^{-\alpha d} [-B_1 e^{\alpha d} + B_2 e^{-\alpha d} + i(A_1 e^{\alpha d} + A_2 e^{-\alpha d})]; \quad (1.14)$$

$$0 = i[A_1 e^{\alpha d} + A_2 e^{-\alpha d}] + \frac{\lambda+\mu}{\lambda+3\mu} \alpha d [-B_1 e^{\alpha d} - B_2 e^{-\alpha d} + i(A_1 e^{\alpha d} - A_2 e^{-\alpha d})].$$

Вирішимо цю систему лінійних алгебраїчних рівнянь щодо A_1, A_2, B_1, B_2 , визначимо всі питання, що постійно цікавлять нас.

У зв'язку з тим, що нас цікавлять прогини $\bar{v}_1(\alpha, 0) = B_1 + B_2$, нам досить знайти тільки $B_1 + B_2$.

Позначимо

$$\psi(\alpha) = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} p_0(x) e^{iax} dx. \quad (1.15)$$

В результаті рішення системи (1.14) знайдемо

$$\bar{v}_1(\alpha, 0) = \frac{(e^{-2\alpha d} - e^{\tau\alpha d} + 4\alpha d \frac{\lambda+\mu}{\lambda+3\mu})(\lambda+2\mu)(\lambda+3\mu)\psi(\alpha)}{2\alpha\mu[(e^{-2\alpha d} + e^{2\alpha d})(\lambda+\mu)(\lambda+3\mu) + (\lambda+\mu)^2 + (\lambda+3\mu)^2 + (\lambda+\mu)^2 4\alpha^2 d^2]} \quad (1.16)$$

Для спрощення виразу (1.16) перейдемо від показових до гіперболічних функцій, від коефіцієнтів Ляме до модуля Юнга і коефіцієнта Пуассона.

Введемо позначення

$$a_1 = \frac{1}{3-4m}. \quad (1.17)$$

Тоді

$$\bar{u}_1(\alpha, 0) = \frac{2(1-m^2)[sh(2\alpha d) - a_1 2\alpha d]}{\sqrt{2\pi}\alpha E \left[sh(2\alpha d) + \frac{a_1}{2}(1+4\alpha^2 d^2) + \frac{1}{2a_1} \right]} \int_{-\infty}^{\infty} p_0(\varepsilon) e^{i\alpha\varepsilon} d\varepsilon$$

Переходячи до оригіналу

$$\bar{v}_1(x, 0) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \bar{v}_1(\alpha, 0) e^{i\alpha x} d\alpha \quad (1.18)$$

та, прийнявши $\beta = 2\alpha d$, знайдемо

$$\bar{v}_1(x, 0) = \frac{1-m^2}{\pi E} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{[sh\beta - a_1\beta]}{\beta \left[ch\beta + \frac{a_1}{2}(1+\beta^2) + \frac{1}{2a_1} \right]} \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} p_0(\varepsilon) e^{i\frac{\beta}{2d}\varepsilon} d\varepsilon \right\} e^{-\frac{i\beta}{2d}x} d\beta \quad (1.19)$$

Застосовуючи відомі формули Ейлера для переходу від показових до тригонометричних функцій і змінюючи порядок інтегрування, можемо записати

$$v_1(x, 0) = \frac{1-m^2}{\pi E} \int_{-\infty}^{\infty} p_0(\varepsilon) \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} \frac{[sh\beta - a_1\beta] \left[\cos \frac{(\varepsilon-x)\beta}{2d} + i \sin \frac{(\varepsilon-x)\beta}{2d} \right] d\beta}{\beta \left[ch\beta + \frac{a_1}{2}(1+\beta^2) + \frac{1}{2a_1} \right]} \right\} d\varepsilon$$

Після цього, використовуючи правило інтегрування парних і непарних функцій в разі, коли верхня і нижня межі інтегрування рівні по модулю, отримаємо

$$v_1(x, 0) = \frac{2(1-m^2)}{\pi E} \int_{-\infty}^{\infty} p_0(\varepsilon) \left\{ \int_{-\infty}^{\infty} \frac{[sh\beta - a_1\beta] \cos\left(\frac{\beta(\varepsilon-x)}{2d}\right) d\beta}{\beta \left[ch\beta + \frac{a_1}{2}(1+\beta^2) + \frac{1}{2a_1} \right]} \right\} d\varepsilon \quad (1.20)$$

Позначимо

$$\Phi \left[\frac{\varepsilon-x}{2d} \right] = \int_0^{\infty} \frac{[sh\beta - a_1\beta] \cos\left(\frac{\beta(\varepsilon-x)}{2d}\right) d\beta}{\beta \left[ch\beta + \frac{a_1}{2}(1+\beta^2) + \frac{1}{2a_1} \right]} \quad (1.21)$$

Тоді, враховуючи, що $p_0(\varepsilon) \approx 0$ при $\varepsilon \leq \varepsilon_2$ и $\varepsilon \geq \varepsilon_1$ знайдемо

$$v_1(x, 0) = \frac{2(1-m^2)}{\pi E} \int_{\varepsilon_2}^{\varepsilon_1} \rho_0(\varepsilon) \Phi \left[\frac{\varepsilon-x}{2d} \right] d\varepsilon, \quad (1.22)$$

де ε_1 и ε_2 – відповідно розмірні координати початку і кінця області тертя.

Вираз (1.22) є загальною формулою для обчислення прогину верхньої вільної межі пружного шару під дією будь-якого навантаження, нормальної до його поверхні (Рис. 1.5). З цього виразу можна отримати формулу для прогину пружного шару під дією зосередженої сили P , прикладеної в точці e . Для цього розглянемо цю формулу, коли навантаження розподілено рівномірно на ділянці довжиною 2Δ . При цьому $\rho_0(\varepsilon) = \frac{P}{2\Delta}$.

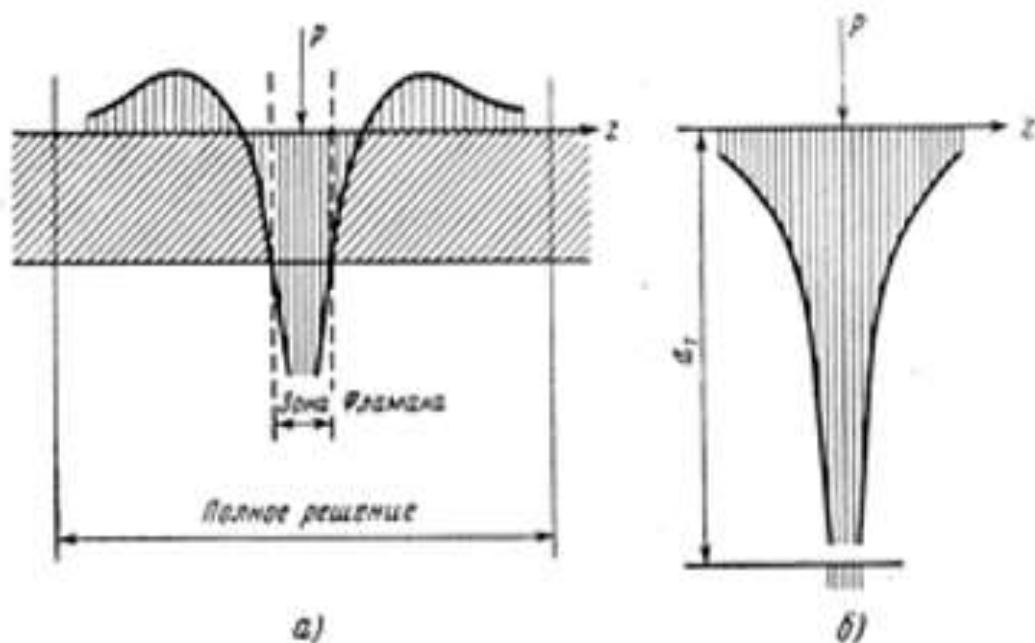


Рисунок 1.5 – Схема деформації пружного шару при одиничній силі
 а – запропоноване рішення; б – рішення Фламана

Тоді, вважаючи, що довжина інтервалу прагне до нуля ($2\Delta \rightarrow 0$), отримаємо

$$v_1(x) = \frac{2(1-m^2)}{\pi E} P \Phi \left[\frac{\varepsilon - x}{2d} \right]. \quad (1.23)$$

Таким чином, раніше отримана величина $\Phi \left[\frac{\varepsilon - x}{2d} \right]$ є в масштабі $\frac{2(1-m^2)P_0}{\pi E}$ – прогин поверхні в точці x під дією одиничної сили, прикладеної до точки e .

Висновки до розділу 1

Проаналізовано напрями роботи з дослідження і підвищення надійності високошвидкісних зубчастих зачеплень важких токарних верстатів, дано аналіз сучасного стану контактної-гідродинамічної теорії мастила і можливості її застосування. Наведено рішення змішаної задачі теорії пружності для пружного шару на жорсткій основі. Дане математичне формулювання контактної-гідродинамічної задачі.

При вирішенні контактної-гідродинамічної задачі для різних циліндричних зубчастих передач металорізальних верстатів, які забезпечують надійність процесів обробки, розглянуті контактні взаємодії і зміщення циліндричних зубчастих коліс під дією сил тиску, що виникають і змащувальному шарі.

Визначено математичні формулювання контактної-гідродинамічного завдання при різних технологічних способах формоутворення сполучених евольвентних поверхонь зубчастих коліс важких токарних верстатів.

Мета та задачі дослідження. Мета роботи полягає у підвищенні зносостійкості, міцності, довговічності зубчастих передач ВТВ шляхом удосконалення їх демпфуючих характеристик.

Для досягнення поставленої мети визначені наступні задачі:

- Проаналізувати основні параметри підвищення точності зубчастих коліс важких токарних верстатів.
- Проаналізувати структуру конструктивних рішень контактної-гідродинамічних задач при контактуванні циліндричних зубчастих коліс.
- Розробити систему забезпечення точності важких токарних верстатів з урахуванням утворення демпфуючих умов виникаючих при експлуатації приводів шпиндельних передніх бабок верстатів.
- Провести експериментальні конструктивні дослідження параметрів гідрокарманів для створення ефекту неньютонівського стану рідини.
- Науково обґрунтувати конструктивні параметри високошвидкісних важконавантажених зубчастих коліс з метою створення неньютонівського стану рідини в зоні зачеплення.
- Здійснити впровадження результатів досліджень на підприємствах важкого машинобудування.

РОЗДІЛ 2

МЕТОДИ ВИРІШЕННЯ КОНТАКТНО-ГІДРОДИНАМІЧНИХ ЗАДАЧ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ КОЛІС ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

2.1. Рішення ізотермічної стаціонарної задачі для рідини, що знаходиться у ньютонівському стані з урахуванням параметрів шорсткості контактуючих поверхонь циліндричних зубчастих коліс

Для вирішення ізотермічної стаціонарної задачі для рідини, що знаходиться в ньютоновському стані, розглянемо випадок кочення і ковзання двох кругових циліндрів одне за одним при паралельних осях з розрахунковим радіусом кривизни зубчастих зачеплень [36, 38, 41]. Прийнемо сталий режим роботи і ізотермічний процес тертя при мастилі, що володіє ньютоновськими властивостями. Припустимо, що прогини поверхні пропорційні тискам. При розрахунку приймалися такі умовні позначення (рис. 2.1):

x – координата вздовж напрямку руху поверхонь, спрямована в бік, зворотний руху, м;

α, β – розмірні координати кінця і початку області тертя, м;

U_a, U_b – швидкості руху поверхонь, що труться, м/с;

λ_a, λ_b – кривизни поверхонь в точці контакту до деформації, 1/м;

h – товщина мастильного шару в даній точці x з урахуванням деформації поверхні, м;

h_l – відстань між поверхнями в даній точці x двох недеформованих кіл, м;

h_m – найменша товщина мастильного шару з урахуванням деформації, м;

h_{ml} – найменша відстань між двома недеформованими колами, м;

h_0 – товщина мастильного шару в точці, де градієнт тиску дорівнює нулю (в точці максимуму тиску і в точці обриву мастильної плівки) з урахуванням деформації, м;

k_0 – гідродинамічний тиск в даній точці x з урахуванням залежності в'язкості масла від тиску, кгс/м²;

ρ_0 – гідродинамічний тиск в даній точці x без урахування залежності в'язкості масла від тиску, кгс/м²;

K_0 – гідродинамічна вантажопідйомність одиниці довжини ролика з урахуванням залежності в'язкості масла від тиску, кгс/м;

P_0 – гідродинамічна вантажопідйомність одиниці довжини ролика без урахування залежності в'язкості масла від тиску, кгс/м;

μ – абсолютна в'язкість масла при тиску k_0 , (кг·с)/м²;

μ_0 – абсолютна в'язкість масла при атмосферному тиску, (кг·с)/м²;

n – пьезокоефіцієнт в'язкості, м²/кгс;

E – наведений або ефективний модуль пружності поверхней, що труться, кгс/м², $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right]$;

v_1 – сумарний прогин двох поверхонь, що труться, м;

A' – коефіцієнт пропорційності між прогином поверхні і ставленням гідродинамічного тиску до модуля пружності, м;

$$v_1(x) = A' \frac{p_0(x)}{E} \text{ або } v_1(x) = A' \frac{k_0(x)}{E} \quad (2.1)$$

Прийmemo залежність в'язкості масла від тиску за формулою Барус (2.2).

Перше рівняння контактно-гідродинамічної теорії мастила при перерахованих допущеннях:

$$\frac{dk_0}{dx} = 6\mu_0(U_a + U_b)e^{nk_0} \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (2.2)$$

Друге рівняння можна отримати, якщо висловити форму зазору після деформації через форму зазору до деформації, прогини поверхні і їх взаємні переміщення.

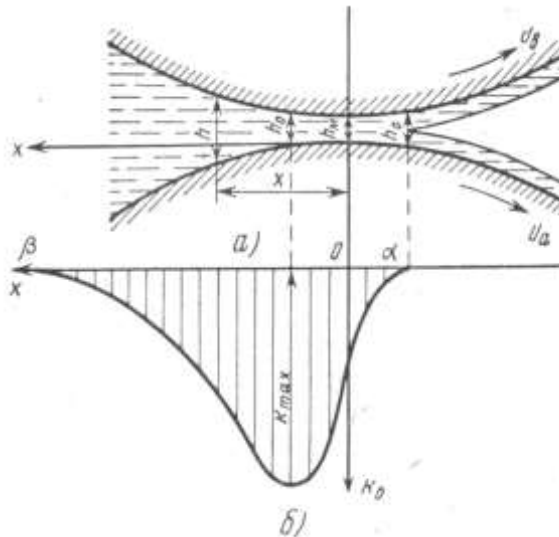


Рисунок 2.1 – Зазор (а) і епюра тиску (б)

Припустимо вважати, що всі тиски паралельні один одному і перпендикулярні осі X . Нехай після рішення контактної-гідродинамічної задачі ми отримаємо якийсь профіль зазору $h(x)$ (рис. 2.2). Якщо до нього додамо деформації $v_1(x)$ в кожній точці, то в результаті отримаємо профіль зазору до деформації $h_1(x)$ при будь-якому поперечному зміщенні профілів Δ .

Як відомо, зазор між двома круговими циліндрами до деформації на вузькій ділянці з великим ступенем точності може бути представлений у вигляді квадратичної параболи.

$$h_1(x) = h_{m1} + \frac{x^2}{2}(\lambda_a \pm \lambda_b). \quad (2.3)$$

Застосовуючи зазначену гіпотезу типу Вінклера–Циммермана, отримаємо вираз (2.1).

Перетворюючи (2.1) і (2.3), отримаємо рівняння

$$h = h_{m1} - \Delta + \frac{\lambda^2(\lambda_a \pm \lambda_b)}{2} + \frac{A'k_0}{E} \quad (2.4)$$

яке і є другим рівнянням контактної-гідродинамічної теорії мастила.

Таким чином, завдання полягає в спільному рішенні рівнянь (2.2) і (2.4). Однак отримати його аналітично досить важко і доводиться виробляти чисельні рішення.

Для охоплення всього необхідного діапазону зміни основних робочих параметрів шляхом порівняно невеликих за обсягом розрахунку необхідно ці рівняння привести до безрозмірного вигляду, що дозволяє різко скоротити кількість незалежних розрахункових параметрів.

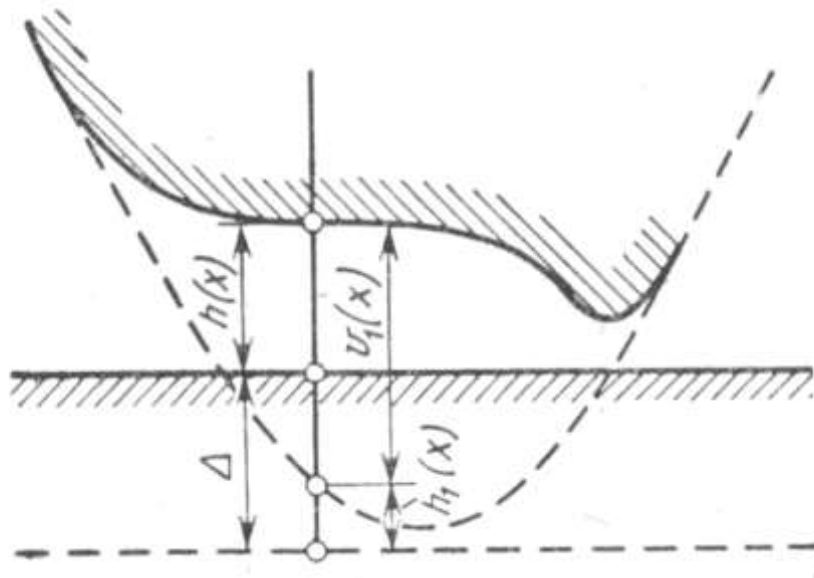


Рисунок 2.2 – Форма зазору до і після деформації

Висловимо розмірні величини – аргумент x і невідомі функції h і k_0 – через відповідні безрозмірні величини z , H и k ; $x=B_1z$; $h=h_0H$; $k_0=Bk$.

Введені параметри B і B_1 визначимо за допомогою рівнянь (2.2) і (2.4). Підставляючи прийняті позначення в ці рівняння и переносячи множники $\frac{B}{B_1}$ і h_0 в праві частини виразів, отримуємо

$$\frac{dk}{dz} = \frac{6\mu_0(U_a+U_b)B_1}{h_0^2B} \frac{1-H}{H^2} e^{Bnk}; \quad (2.7)$$

$$H = \frac{h_{m1}-\Delta}{h_0} + \left[B_1 \sqrt{\frac{\lambda_a \pm \lambda_b}{2h_0}} \right]^2 z^2 + \frac{A'B}{Eh_0} k. \quad (2.8)$$

Прийmemo в якості розмірних параметрів

$$B_1 = \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}}; \quad (2.9)$$

$$B = \frac{6\mu_0(U_a+U_b)}{h_0^2} \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}} \quad (2.10)$$

і в якості незалежних безрозмірних параметрів, які повністю визначають рішення контактно-гідродинамічної задачі

$$B = \frac{6\mu_0(U_a+U_b)n}{h_0^2} \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}}; \quad (2.11)$$

$$C = \frac{A'B}{Eh_0}. \quad (2.12)$$

Якщо врахувати, що в місці обриву мастильного шару безрозмірна абсциса $z=a$, товщина шару $h=h_0$, тиск $k_0=k=0$, то в цій точці $H=1$ і з рівняння (2.6) отримаємо $\frac{h_{m1}-\Delta}{h_0} = 1 - a^2$. В результаті з (2.2) і (2.4) знаходимо, що

$$\frac{dk(z)}{dz} = \frac{1-H(z)}{H^3(z)} e^{Bnk(z)}; \quad (2.13)$$

$$H(z) = 1 - a^2 + z^2 + Ck(z). \quad (2.14)$$

Ці рівняння рішень на основі математичної обробки комбінацій параметрів C і Bn , охоплюють весь необхідний діапазон. При цьому C змінюється від 0,1 до

40, а Bn – від 0 до 30. При $Bn=0$ в'язкість масла не залежить від тиску. В цьому випадку позначимо розмірний тиск в даній точці через p_0 і безрозмірне – через p . Відповідно з (2.11) отримаємо

$$\frac{dp(z)}{dz} = \frac{1-H(z)}{H^3(z)} \quad (2.15)$$

В якості граничних умов приймемо, що:

1. Кінцем області тертя є точка з координатної $z=a$ ($x=a$), де тиск і градієнт тиску дорівнюють нулю ($k=0$; $\frac{dk}{dz} = 0$; $p=0$; $\frac{dp}{dz} = 0$);

2. Початком області тертя є точка з координатою $z=b$ ($x = \beta$), де тиск, асимптотично наближається до нуля, може з практично допустимої ступенем точності прийматися рівним нулю.

Рішення при постійній в'язкості залежить від одного безрозмірного параметра – коефіцієнта деформації C . При змінній в'язкості до нього додається другий параметр – коефіцієнт режиму роботи Bn . Кожному розрахунковому варіанту – комбінації параметрів C і Bn має відповідати своє значення безрозмірною координати кінця області тертя a . Відомо, що в разі зазору, описаного квадратичної параболою, розподіл тиску по Ертелю залежить від величини відносини $\frac{h_0}{h_m}$. При цьому реально здійснюється тільки епюра розподілу тиску, відповідна $\frac{h_0}{h_m} = 1,226$. Інші епюри тиску здійснитися не можуть, так як необхідно задовольнити граничні умови (обрив мастильного шару здійснюється в точці, де $k_0 = \frac{dk_0}{dx} = 0$), і завдання має єдине рішення.

Якщо завдання для деформованих поверхонь вирішується з кінця області тертя, то різний вибір значення a фактично аналогічний різному вибору значення $\frac{h_0}{h_m}$.

При цьому тиску відраховуються від дотичної до епюри тиску в точці кінця області тертя (при $\frac{h_0}{h_m} = 1,1$ і $1,33$). Дійсно, що при цьому на початку області тертя

виходять значні за величиною позитивні або негативні тиски, а не рівні нулю. Необхідно підібрати таке значення a , щоб в районі точки $a=b$ епюра тиску дотикалась осі x . Зазвичай доводиться робити лише кілька спроб, щоб знайти таке a , за якого $\frac{p(b)}{p_{max}} \leq 10^{-4}$.

Один з результатів таких обчислень показаний на рис. 2.3 для $C=60$ і $Bn=0$. спочатку задаємося $a=-5$. При цьому отримуємо $p(b)<0$. Для збільшення $p(b)$ необхідно збільшити a по абсолютній величині. Приймавши $a=-5,5$, знаходимо, що $p(b)>0$. Для зменшення $p(b)$ необхідно зменшити a . Приймавши $a=-5,3$, знаходимо, що $p(b)$ незначно відрізняється від нуля.

Якщо при обраному a_1 отримали $p(b)<0$, то брали нове $a_2=1,5a_1$. Якщо при прийнятому a_2 отримували $p(b)<0$, то для вибору нового a ділили навпіл інтервал a_2-a_1 і брали значення $a_3 = \frac{a_1+a_2}{2}$ і т.д.

Якщо при a_2 отримували $p(b)<0$, то брали $a_3=1,5a_2$ і т.д. Якщо при обраному a_1 отримували $p(b)<0$, то брали $a_2 = \frac{1}{2}a_1$.

Таким чином, і в випадках, коли $Bn \neq 0$, вдавалося завжди при невеликій кількості спроб (від трьох до восьми) отримати необхідну a для будь-якого C .

Визначимо гідродинамічну вантажопідйомність

$$K_0 = \int_{\alpha}^{\beta} k_0 dx; P_0 = \int_{\alpha}^{\beta} p_0 dx. \quad (2.16)$$

Переходячи до безрозмірних параметрів, отримаємо

$$K_0 = \frac{12\mu_0(U_a+U_b)}{h_0(\lambda_a \pm \lambda_b)} K; P_0 = \frac{12\mu_0(U_a+U_b)}{h_0(\lambda_a \pm \lambda_b)} P, \quad (2.17)$$

де

$$K = \int_a^b k dz; P = \int_a^b p dz. \quad (2.18)$$

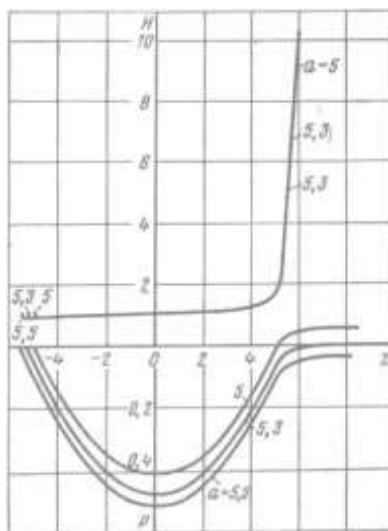


Рисунок 2.3 – Графіки для визначення безрозмірною координати кінця області тертя

2.2 Теоретичні основи розрахунку зубчастих циліндричних коліс ВТВ при максимальних навантаженнях із забезпеченням контактної міцності з метою запобігання глибинного контактного руйнування при високих окружних швидкостях

Розрахункове напруження на перехідній поверхні зуба, під яким розуміється максимальна місцева напруга, що викликається розрахунковим навантаженням на перехідній поверхні зубів, виконаних з пружного матеріалу, з боку розтягування, визначається за формулою [37]:

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft} / m, \quad (2.19)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба; Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів; Y_β – коефіцієнт, що враховує наклон зуба; m – модуль зачеплення, мм; ω_{Ft} – питома розрахункова окружна сила, Н/мм.

Питома розрахункова окружна сила w_{Ft} визначається за формулою

$$w_{Ft} = 2000 T_{1F} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} / (b_\omega d_1), \quad (2.20)$$

де T_{1F} – розрахункове навантаження, Н-м; b_ω – ширина зубчастого вінця, мм; d_1 – діаметр початкової окружності, мм; $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами при розрахунку зубів на витривалість при згині; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по довжині контактних ліній при розрахунку зубів на витривалість при згині; K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні, при розрахунку на витривалість при згині.

Умова міцності має такий вигляд:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (2.21)$$

де σ_{FP} – допустиме напруження згину зубів, МПа.

Розрахунок проводиться для менш міцного з зубчастих коліс передачі. Розглядом умови і завершується перевірочний розрахунок передачі на згинальну витривалість.

Розглянемо вибір величин, що входять в формули (2.15)–(2.16).

Вихідне розрахункове навантаження T_{1F} (Н м) відповідає найбільшому, тривало діючому навантаженні з числом циклів зміни напруг перевищує $5 \cdot 10^4$ циклів; при плавному характері циклограми нагруження – навантаження, що відповідає $5 \cdot 10^4$ циклів зміни напруги.

Коефіцієнт $K_{F\alpha}$ враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих передач визначається в припущенні, що в зачепленні знаходиться одна пара зубів. Приймається, що $K_{F\alpha} = 1$. Якщо при цьому виявиться, що $\sigma_F > \sigma_{FP}$, для передач не грубіше 8-го ступеня за нормами плавності (ГОСТ 1643–81) слід провести перевірку умови розподілу навантаження між двома парами зубів. Для цього визначається параметр

$$\lambda = 0,418 + 0,55 \frac{d_1 b_\alpha^2 \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2}}{2000 T_{1F}},$$

де f_{pb1}^2, f_{pb2}^2 – абсолютні значення граничного відхилення кроку зачеплення відповідно шестерні і зубчастого колеса, мкм. Якщо $\lambda \geq 1$, то запобігли з усталостного згинального зламу зубця не гарантується, що призводить до необхідності зміни параметрів або матеріалу зубчастих коліс. Якщо $\lambda < 1$, то проводиться уточнений розрахунок, який враховує розподіл навантаження між двома парами зубів. Для цього визначається допоміжний параметр v .

При відсутності зрівняльного зміщення величина v визначається в залежності від $H = (d_\alpha - d_u)/(2m)$. При наявності зрівняльного зміщення $0 = 0'/0''$; v' і v'' визначаються по кривій в залежності від $H' = (d_0 + 2\Delta y m - d_u)/(2m)$ і $H'' = \Delta y$, де Δy – коефіцієнт зрівняльного зсуву. Якщо дотримується нерівність $0 < \lambda$, то коефіцієнт $K_{F\alpha}$ приймається рівним $K_{F\alpha} = \lambda$. Якщо ж $0 \geq \lambda$ то $K_{F\alpha} = 1$ (рис 2.4)

Якщо коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta > 1$, то використовується для визначення $K_{F\alpha}$ розрахункова залежність

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\beta - 1)(n - 5)] / (4\varepsilon_\alpha), \quad (2.22)$$

де n – ступінь точності за нормами контакту (ГОСТ 1643-81). Якщо $n > 9$, то приймається $n = 9$, аналогічно при $n < 5$ вважають $n = 5$.

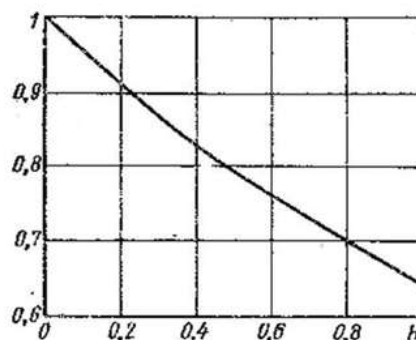


Рисунок 2.4 – Значення параметрів θ , $0'$ і $0''$

Слід мати на увазі, що при відносно більшій з двох величин σ_{HPI} і σ_{HPII} , визначених за методикою, до меншої, що перевищує 1,15, величину $K_{F\alpha}$ слід збільшити на 20%.

Проектувальний розрахунок на витривалість зубів при згині носить орієнтовний характер, в зв'язку з чим після визначення геометричних розмірів зубчастих коліс слід провести перевірочний розрахунок.

При проведенні проектувального розрахунку повинні бути задані: циклограма навантаження, число зубів шестерні z_1 , кут нахилу зуба β , угол наклона зуба ($\varepsilon_\beta > 1$ або $\varepsilon_\beta \leq 1$), спосіб термічної або хіміко-термічної обробки, твердість активних поверхонь зубів, параметр ψ_{bd} . Останній може бути обраний так само, як це робилося при проведенні проектувального розрахунку передач на контактну витривалість. Розрахунок проводиться для шестерні. Тоді орієнтовне значення модуля зачеплення знаходиться за формулою:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{1F} K_{F\beta}}{\varepsilon_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP1}}} Y_{F1}. \quad (2.23)$$

Тут K_t – допоміжний коефіцієнт (для прямозубих передач $K_m=14$ для косозубих передач при $\varepsilon_a \leq 1$ $K_m=12,5$; для косозубих при $\varepsilon_a > 1$ і шевронних передач $K_m=11,2$); T_{1F} – вихідна розрахункове навантаження, Н·м, визначується так само як і при перевірочному розрахунку; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця, вибраний по кривій залежно від ψ_{bd} ; Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба; σ_{FP1} – вигиниста напруга, що допускається, МПа,

$$\sigma_{FP1} = 0,4 \sigma_{F \lim b}^0 K_{FL}, \quad (2.24)$$

де K_{FL} – коефіцієнт довговічності, визначується так само як і при перевірочному розрахунку; $\sigma_{F \lim b}^0$ – базова межа витривалості. В залежності від способу термічної або термохімічної обробки. Для реверсивних зубчастих передач отримане значення слід зменшити на 25%.

Знайдене значення m має бути погоджене із стандартом. Після чого визначаються усі необхідні дані для проведення перевірочного розрахунку.

Даний розрахунок проводиться для відвертання зламів зубів від малоциклової втоми при плавному ударному навантаженні. Розрахунок проводиться для менш міцного зубчастого колеса передачі [23].

Відвертання даного виду руйнування гарантується при виконанні наступної умови [38]:

$$\sigma_{FL} = \sigma_F \frac{T_{1Fl}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPL} \quad (2.25)$$

де σ_{FL} – розрахункова напруга, МПа; σ_F – розрахункова напруга від навантаження T_{1F} , визначення якого проведене при розрахунку на витривалість зубів при вигині; T_{1Fl} – початкове розрахункове навантаження, визначуване по циклограмі навантаження, Н·м; при ступінчастій циклограмі береться кожен зі східців з числом циклів, що відповідає їй, якщо воно не перевищує 10^5 циклов; при плавній циклограмі навантаження розрахунок робиться при 10^3 , 10^4 і 10^5 числах циклів по навантаженнях, відповідних до цих циклів; σ_{FPL} – напруга, що допускається, МПа,

$$\sigma_{FPL} = \frac{\sigma_{F \lim b} K_{FLg} K_{FLd}}{S'_{FL}} Y_S K_{x_F} Y_{RL} \quad (2.26)$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – початкова гранична напруга, що не викликає зламів зубів від малоциклової втоми, МПа, вибране по табл. 2.1 залежно від способу термічної або хіміко-термічної обробки і числа циклів зміни напруги; у тих випадках, коли сумарне число циклів дії розрахункового навантаження знаходиться в проміжку між вказаними в табл. 2.1 числами циклів, для визначення $\sigma_{F \lim b}$ необхідно використати лінійну інтерполяцію по логарифмах сусідніх із заданими значень чисел циклів і логарифмах значень, що відповідають їм $\sigma_{F \lim L}$; K_{FLg} – коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідної поверхні зуба; для зубчастих коліс з нешліфованими зубами

$K_{FLg} = 1$; у інших випадках він визначається по таблиці 2.1 із застосуванням у разі потреби методу інтерполяції; K_{FLd} – коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки перехідної поверхні; для зубчастих коліс без зміцнення перехідної поверхні $K_{FLd} = 1$; у інших випадках K_{FLd} визначається по табл. 2.1 із застосуванням у разі потреби методу інтерполяції; значення K_{FLd} , приведені в знаменнику (таблиця 2.1), [52], слід приймати для зубчастих коліс з шліфованою перехідною поверхнею; S'_{FL} – коефіцієнт безпеки; вибирається по табл. 2.1 залежно від способу термічної і хіміко-термічної обробки і заданої вірогідності неруйнування; значення S'_{FL} можна приймати таким, що відрізняється від вказаних в табл. 2.1, якщо це підтверджується статистичними даними; Y_S – коефіцієнт, що враховує градієнт напруги і чутливість матеріалу до концентрації напруги, залежно від модуля; K_{xF} – коефіцієнт, що враховує розмір зубчастого колеса, залежно від діаметру вершин зубів зубчастого колеса; Y_{RL} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зубів, $Y_{RL} = 1$.

Т а б л и ц я 2 . 1 – Величини $S_{F \lim L}$, K_{FLg} , K_{FLd} , S'_{FL}

Сталь	Спосіб і умови термічної або хіміко-термічної обробки зубів	Твердість		Товщина дифузійного або загартованого шару, мм
		поверхні зубів	серцевини біля основи зубів	
1	2	3	4	5
Легована, вміст більше 1% нікелю	Цементация. Загартування із застосуванням засобів проти знеуглецювання	HRC 57–62	HRC 30–45	$(0,28m - 0,007m^2) \pm 0,2$

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Інша легована Легована, така, що містить більше 1% нікелю Інша легована	Те ж Цементация. Загартування в умовах, що допускають зневуглецювання Те ж			
Легована, така, що містить молібден, наприклад 25ХГМ	Нітроцементация. Загартування з нітроцементацийного нагріву із застосуванням засобів проти зневуглецювання, деазотация	HRC 57– 62 (вміст азоту 0,15–0,3%)	HRC 30–45	$(0,13 \pm 5 - 0,2) m$, але не більше 1,2
Інша легована	Те ж	HRC 57– 62 (вміст азоту 0,15–0,3%)	HRC 30–4Б	$(0,13 \div 0,2) m$, але не більше 1,2
Легована, така, що містить алюміній Те ж Легована, така, що не містить алюміній Те ж	Азотування	HV 700–950 HV 700–950 HV 500–700 HV 500–700	HRC 24–31 HRC 32–40 HRC 24–31 HRC 32–40	$(0,07 \div 0,1) m$ $(0,07 \div 0,1) m$ $(0,1 \div 0,13) m$ $(0,1 \div 0,13) m$
Сталь зниженого загартування, наприклад У6, 55ПІ Легована, що містить 1% і більше нікелю Інша легована	Загартування при нагріванні ТВЧ. Загартований шар повторює обриси западини між зубами	HRC 58–62 HRC 48–60 HRC 48–60	HRC 28–35 HRC 25–35 HRC 25–35	$(0,2 \div 0,4) m$

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
Легована, що містить 1% і більше нікелю	Загартування при нагріванні ТВЧ. Загартований шар поширюється на всі перетини зуба і частину тіла зубчастого колеса під підставою зуба і западини	HRC 48–55 і	HRC 48–55	–
Інша легированная	Те ж	HRC 48–55	HRC 48–55	
Легована і вуглецева	Загартування при нагріванні ТВЧ. Загартований шар обривається на перехідній поверхні або поблизу неї	HB 200–300	HB 200-300	
Легована, що містить 1% і більше нікелю	Загартування при об'ємному нагріванні	HRC 45–5с	HRC 45–55	
Інша легированная	Те ж	HRC 45–55	HRC 45–55	
<u>Примітка.</u> Значення K_{FLd} , наведені в знаменнику, приймаються * Для зубчастих коліс, гартованих з повторного нагріву, наведені значення				

Розглянутий розрахунок призначається для запобігання залишкової деформації або крихкого зламу зубів. Розрахунок ведеться для менш міцного зубчастого колеса передачі на найбільшу за величиною навантаження для зубчастих коліс з різною обробкою матеріалу.

Для забезпечення необхідної міцності повинна бути виконана така умова:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{1FM}}{T_{1F}} \leq \sigma_{FPM}, \quad (2.27)$$

де σ_{FM} – найбільше розрахункове напруження, МПа; σ_F і T_{1F} – розрахункове напруження і відповідне йому розрахункове навантаження при розрахунку на

згинальну витривалість зубів. T_{1FM} – максимальне з навантажень, що діють за розрахунковий термін служби, $H \cdot m$; визначається по циклограмі навантаження; σ_{FPM} – допустиме напруження, МПа.

У свою чергу допустиме напруження знаходиться за формулою [149] :

$$\sigma_{FPM} = \frac{\sigma_{F \lim M} K_{FMg} K_{FMd}}{S'_{FM}} Y_S Y_{RM} K_{xF}, \quad (2.28)$$

де $\sigma_{F \lim M}$ – максимальне напруження, що не викликає залишкових деформацій або крихкого зламу зубів; K_{FMg} – коефіцієнт, що враховує вплив шліфування перехідної поверхні зубів, значення K_{FMg} , наведені в знаменнику, застосовуються для зубчастих коліс зі шліфованою перехідною поверхнею; K_{FMd} – коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення перехідної поверхні; для коліс з твердістю поверхонь зубів більше HRC 45 приймається $K_{FMd} = 0,95$, у всіх інших випадках $K_{FMd} = 1$; S'_{FM} – коефіцієнт безпеки, який визначається в залежності від способу термічної або хіміко-термічної обробки і заданої ймовірності неруйнування; Y_S – коефіцієнт, що враховує градієнт напружень і чутливість матеріалу до концентрації напружень, який визначається в залежності від m ; Y_{RM} – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні, $Y_{RM}=1$; K_{xF} – коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса в залежності від діаметра вершин зубчастого колеса.

Переміщення поверхонь тертя визначаються методами теорії пружності.

Рішення при великій різниці радіусів кривизни. Спочатку розглянемо рішення контактно-гідродинамічної задачі для поверхонь з великою різницею радіусів кривизни – роликові підшипники кочення і зубчасті передачі. При цьому паралельно наведемо рішення для випадків, коли в'язкість мастильної речовини вважається постійною (рішення придатне для випадку мастила водою і гасом) і коли враховується вплив тиску на в'язкість (мастило маслом).

Додатково позначимо через m коефіцієнт Пуассона. Сумарні переміщення протилежних елементів двох поверхонь під дією нормальних тисків в

змащувальному шарі приймемо по Штаерману у вигляді [40] :

$$v_1(x) = -\frac{4}{\pi E} (1 - m^2) \int_a^b k_0(\varepsilon) \ln|\varepsilon - x| d\varepsilon + \text{const}; \quad (2.29)$$

$$v_1(x) = -\frac{4}{\pi E} (1 - m^2) \int_a^b p_0(\varepsilon) \ln|\varepsilon - x| d\varepsilon + \text{const}, \quad (2.30)$$

де постійні визначаються відносним зсувом поверхонь.

Як і раніше, приймемо, що $h(x) = h_1(x) + v_1(x) - \Delta$.

Переходячи від розмірних координат і параметрів до безрозмірних і враховуючи, що $H(a)=1$, знайдемо

$$H(z) = 1 - a^2 + z^2 + D \int_a^b k(t) \ln \frac{t-a}{|t-z|} dt; \quad (2.31)$$

$$H(z) = 1 - a^2 + z^2 + D \int_a^b p(t) \ln \frac{t-a}{|t-z|} dt. \quad (2.32)$$

Тут новий безрозмірний коефіцієнт деформації

$$D = \frac{48\mu_0(U_a+U_b)(1-m^2)}{\pi E h_0^2(\lambda_a \pm \lambda_b)}. \quad (2.33)$$

Підставивши (2.29) в (2.22) або (2.30) в (2.23), отримаємо одне нелінійне сингулярне інтегродиференціальне рівняння для функції $k(z)$ або $p(z)$.

Рішення цього рівняння пов'язано зі значними труднощами, так як в даний час дуже мало робіт присвячено вирішенню нелінійних інтегродиференціальних рівнянь (Я.В. Биков, С.С. Мусін, Н.М. Назаров, С.Н. Слугін) і ще менше робіт по нелінійним сингулярним інтегральним рівнянням (Б.І. Гехт, А.І. Гусейнов).

Для спрощення спочатку розглянемо більш простий випадок постійної в'язкості масла (2.29) і (2.23).

Для нього легко отримати значне спрощення, привівши нелінійне

сингулярне інтегродиференціальне рівняння до регулярного нелінійного інтегрального рівняння типу Гаммерштейна. Доведемо також існування і єдність розв'язку.

Дійсно, з (2.23) отримаємо

$$p(t) = \int_a^t \frac{1-H(z)}{H^3(z)} dz.$$

Підставляючи цей вираз в (2.29), змінюючи порядок інтегрування або застосовуючи інтегрування по частинах, а також враховуючи, що $p(a)=0$; $p(b)=0$, знайдемо

$$H(z) = 1 - a^2 + z^2 + D \int_a^b M(t, z) \frac{1-H(t)}{H^3(t)} dt, \quad (2.34)$$

де ядро

$$M(t, z) = \ln \frac{|t-z|^{t-z}}{(t-a)^{t-a}}. \quad (2.35)$$

Висновки до розділу 2

Наведено теоретичні рішення контактнo-гiдродинамiчних задач зубчастих цилiндричних колiс важких токарних верстатiв. Показанi зусилля, що дiють в зачепленнi прямозубих цилiндричних зубчастих колiс. Зроблено розрахунок на контактну витривалiсть активних поверхонь зубiв. Дано теоретичнi основи розрахунку зубчастих цилiндричних колiс ВТВ при максимальних навантаженнях iз забезпеченням контактної мiцностi. Викладена методика контактнo-гiдродинамiчного розрахунку товщини мастильного шару.

Проаналiзоване подальше удосконалення наближеного рiшення iзотермiчної стацiонарної задачі для рiдини, що знаходиться в неньютонiвському станi з урахуванням параметрiв шорсткостi контактуючих поверхонь

циліндричних зубчастих коліс.

З метою забезпечення підвищення контактних навантажень і плавності роботи зубчастих швидкісних передач важких токарних верстатів вивчені теоретичні основи розрахунку зубчастих циліндричних коліс ВТВ із забезпеченням контактної міцності з метою запобігання глибинного контактного руйнування при високих окружних швидкостях.

РОЗДІЛ 3

МОДЕЛЮВАННЯ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТОЧНОСТІ ТА ЯКОСТІ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ ПРИ НЕНЬЮТОНІВСЬКОМУ СТАНІ РОБОЧОЇ РІДИНИ

3.1 Методи обробки спряжених циліндричних зубчастих коліс з гідрокарманами при урахуванні залежності в'язкості мастильних рідин від тиску, температури і стану поверхневого шару контактуючих поверхонь

Зубчаста циліндрична передача з гідродинамічними карманами відноситься до галузі техніки, а саме до машино- та верстатобудування, і може бути використана в усіх коробках швидкостей, зубчастих приводів, турбогенераторів, авіаційних, корабельних, самохідних машинах де застосовуються швидкісні та високонавантажені циліндричні зубчасті передачі.

~~Найбільший інтерес з точки зору працездатності для зубчастої циліндричної передачі являє собою товщина мастильної рідини в п'яти характерних точках активної ділянки лінії зачеплення по висоті зуба на евольвентному профілі (рис. 3.1): у точках входу (a) і виходу (d) з зачеплення, в точках пересполучення (b) і (c) та у полюсі (p) .~~ Найбільш безпечними точками зачеплення відносно заїдання є не точки (a) і (d) , а точки, що знаходяться від них на відстані $0,3m$ (b) і (c) , де ~~спостерігається перехід тертя кочення в тертя ковзання (прослизування).~~ На цій ділянці як раз і відбувається підвищене спрацювання зубчастої прямозубої циліндричної передачі та концентрація високих навантажень у зоні контакту.

В основу зубчастої циліндричної передачі з гідродинамічними карманами поставлено задачу видозміни евольвентного профіля ведучого прямозубого циліндричного зубчастого колеса зубчастої прямозубої циліндричної передачі шляхом зміни принципу контактування сполучених евольвентних поверхонь. За рахунок цього забезпечується значне зменшення коефіцієнту тертя, контакт здійснюється через мастильний шар рідини, яка знаходиться на момент утворення контакту в неньютоновському стані.

Поставлене завдання вирішується тим, що з метою створення і локалізації гідродинамічного ефекту в зоні контакту евольвентних поверхонь прямозубих циліндричних колес, які сполучаються, і умов переходу ньютоновського стану мастильної рідини в неньютонівський стан на евольвентній поверхні ведучого циліндричного зубчастого колеса виконують спеціальні гідродинамічні кармани в точках, віддалених від точок входу (a) і виходу (d) із зачеплення на відстані $0,3t$ точки (b) і (c), тим самим відбувається контакт евольвентних поверхонь зубчастих прямозубих циліндричних колес завдяки гідродинамічним карманам через пружно-нестисну мастильну рідину.

Внаслідок цього забезпечується зниження коефіцієнта тертя, контакт здійснюється через мастильний шар рідини, яка знаходиться на момент утворення контакту в неньютоноівському стані завдяки гідрокарманам з утворенням ~~пружно-нестисненого~~ мастильного шару рідини, зменшується шум, також підвищується довговічність та зносостійкість зубчастої прямозубої циліндричної передачі, зменшуються вимоги на точність виготовлення зубчастих колес зубчастої циліндричної передачі.

Запропоновані гідрокармани на евольвентній поверхні ведучого зубчастого колеса зубчастої циліндричної передачі забезпечують високу несучу здатність контактуючих евольвентних поверхонь малий коефіцієнт тертя в широкому діапазоні частот обертання, починаючи зі швидкості 1 м/с, високе демпфування пульсаційного навантаження зубчастих коліс зубчастої прямозубої циліндричної передачі при вході та виході з зачеплення та зменшення технологічного усадковування похибок обробки спряжених поверхонь зубчастих коліс зубчастої циліндричної передачі.

Зубчаста циліндрична передача з гідродинамічними карманами (рис. 3.1) складається з ведучого колеса 1 та відомого колеса 2. Гідродинамічні кармани виконуються тільки на ведучому колесі 1.

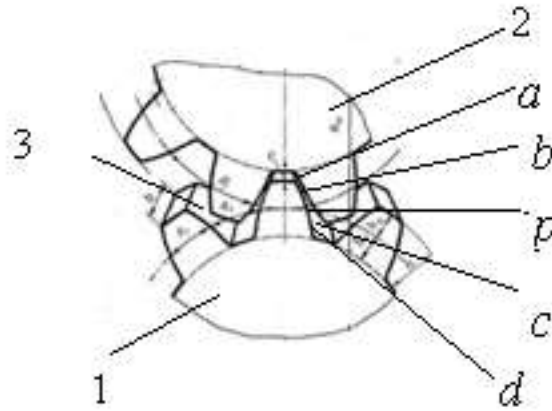


Рисунок 3.1 – Зубчаста циліндрична передача

1 – ведуче циліндричне зубчасте колесо; 2 – відоме циліндричне зубчасте колесо;
3 – гідродинамічні кармани; опорні точки a, b, p, d, c , у яких відбувається перехід
тертя-качіння в тертя-ковзання; m – модуль зубчатої передачі

На рис.3.2 на евольвентній поверхні зуба ведучого колеса 1 виконані гідродинамічні кармани 2. На рис. 1 гідродинамічні кармани 3 виконані на відстані $0,3m$ від точки (a) до точки (b) і на відстані $-0,3m$ від точки (d) до точки (c), де відбувається перехід тертя-кочення та тертя ковзання (прослизування). На цій ділянці як раз і спостерігається підвищене спрацювання зубчатих коліс та концентрація пікових навантажень у зоні контактування.

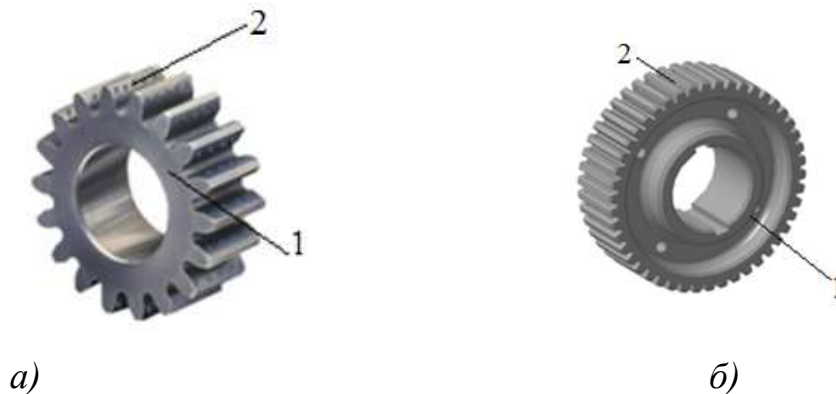


Рисунок 3.2 – Циліндричне зубчасте колесо

1 – ведуче циліндричне зубчасте колесо; 2 – гідродинамічні кармани; опорні точки
 a, b, p, d, c , у яких відбувається перехід тертя-качіння в тертя-ковзання;
 $-m$ – модуль зубчатої передачі

На рис. 3.3 показане креслення циліндричного зубчатого колеса з

позначеннями розмірів положення гідродинамічного карману у вигляді закритої канавки.

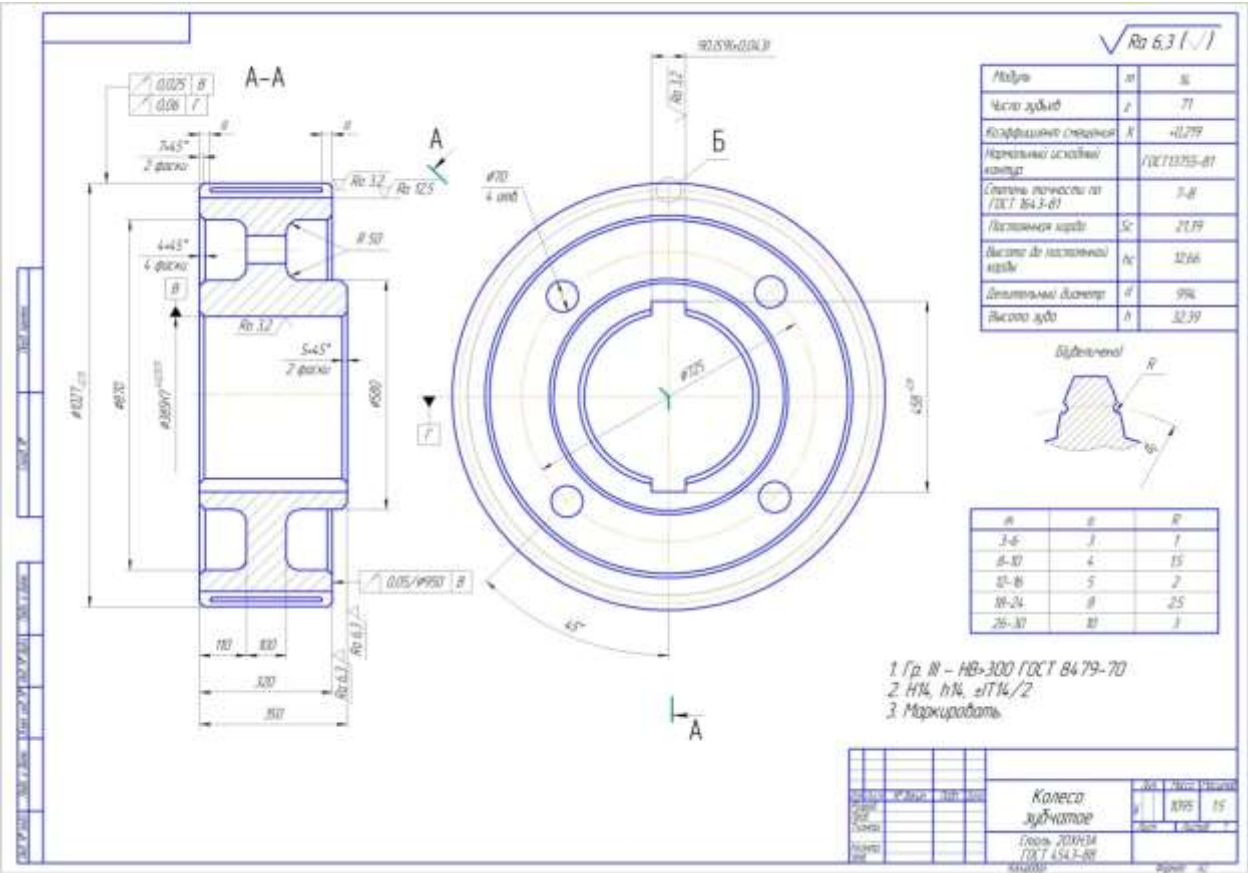


Рисунок 3.3 – Креслення циліндричного зубчастого колеса з позначенням розмірів гідродинамічного карману для модуля від 3 до 30 мм

На рис. 3.4 та на рис. 3.5 показані циліндричні зубчасті колеса з однією та з трьома закритими гідродинамічними канавками. Закриті гідродинамічні канавки виконуються тільки на зубах ведучих циліндричних зубчатих коліс.

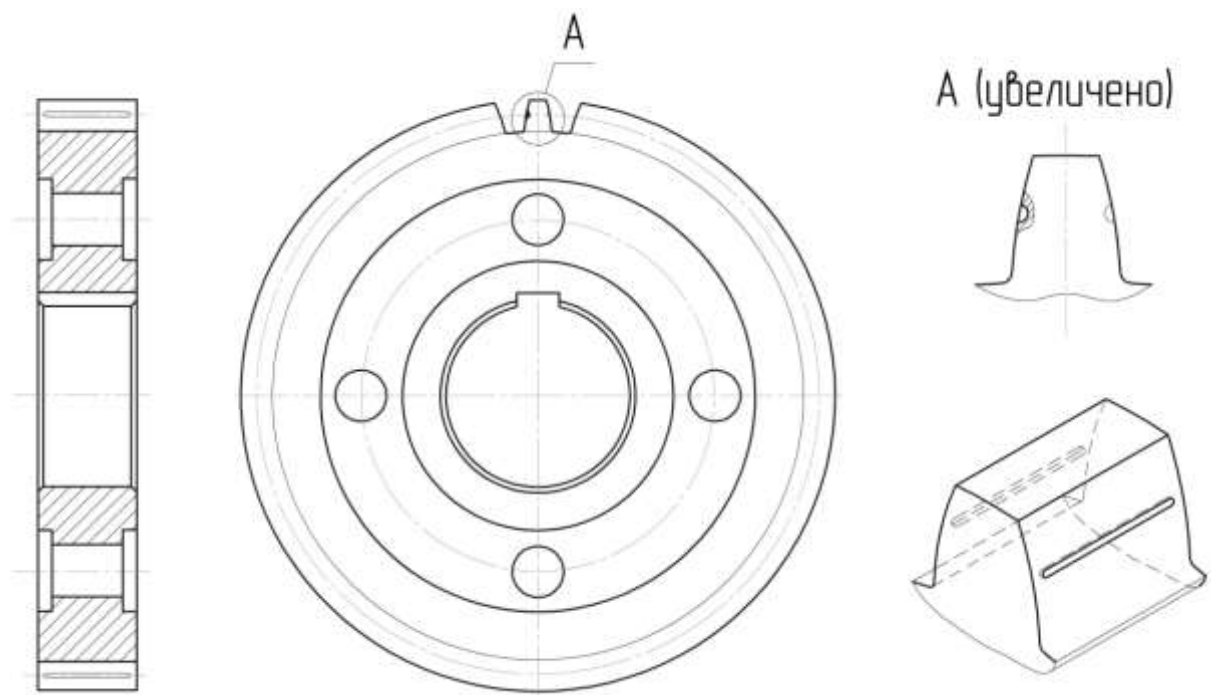


Рисунок 3.4 – Циліндричне зубчасте колесо з гідродинамічним карманом у вигляді однієї закритої канавки

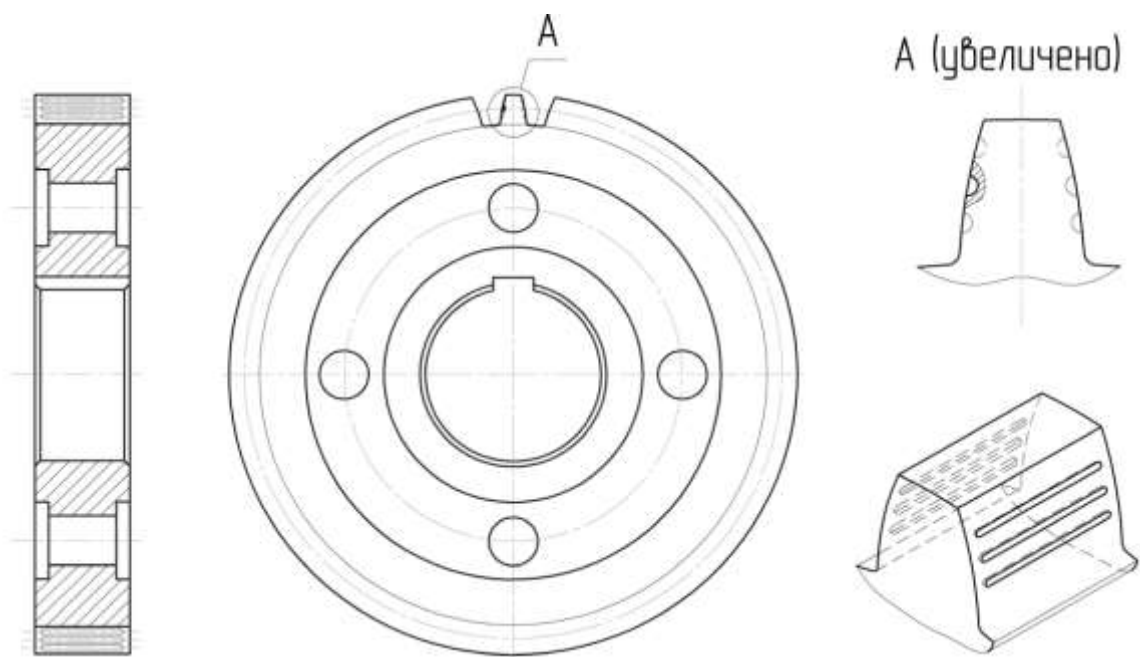


Рисунок 3.5 – Циліндричне зубчасте колесо з гідродинамічними карманами у вигляді трьох закритих канавок

З технологічної та практичної точки зору, мають місто циліндричні зубчасті колеса з гідродинамічними карманами у вигляді сферичних (рис. 3.6) і еліпсних (рис. 3.7) отворів.

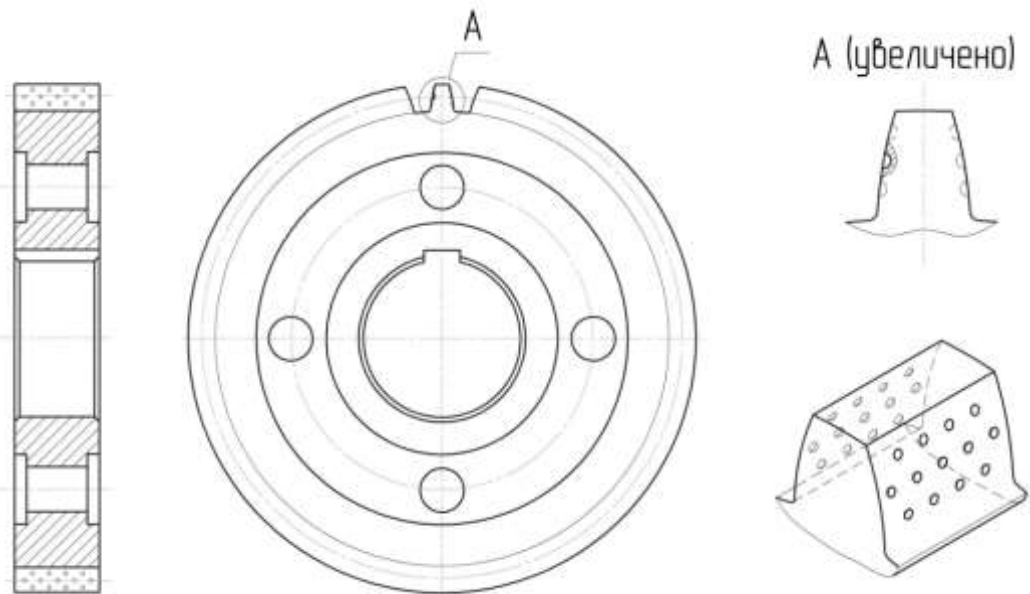


Рисунок 3.6 – Циліндричне зубчасте колесо з гідродинамічними карманами у вигляді сферичних отворів

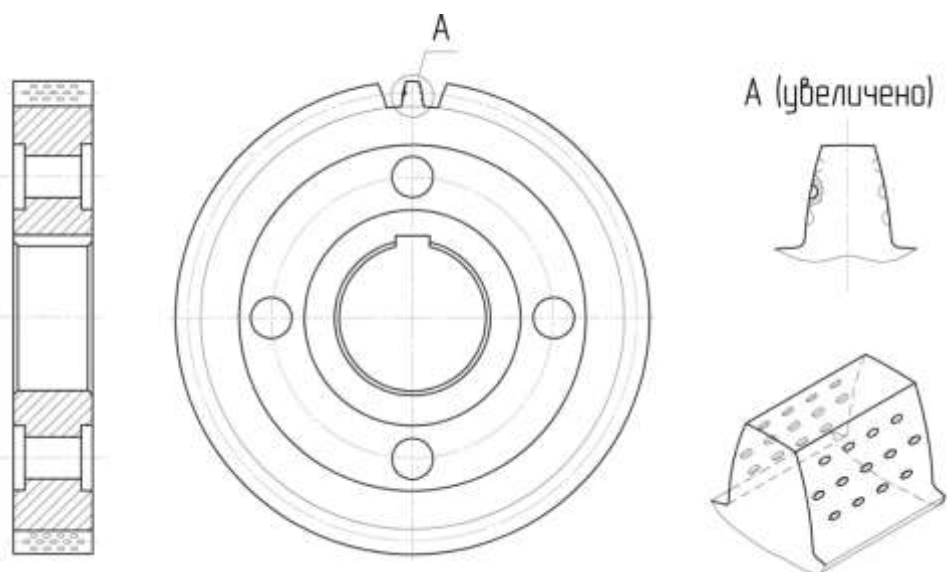


Рисунок 3.7 – Циліндричне зубчасте колесо з гідродинамічними карманами у вигляді еліпсних отворів

Гідродинамічні параметри циліндричних зубчастих коліс, що зачіпляються, з гідро-карманами характеризуються основними параметрами, які залежать від кількості гідро-карманів, їх площі і параметрів шорсткості.

Для чого в основному рівнянні гідродинаміки, що характеризується утворенням неньютонівського стану робочої рідини на підставі обробки експериментальних даних і теоретичних досліджень, які базуються на вирішенні задачі Капиці, але з урахуванням параметрів шорсткості, форми і розмірів гідро-карманів.

Після удосконалення математичної моделі, що характеризується умовами за яких виникає неньютонівський стан робочої рідини в залежності від швидкості і крутного моменту зубчастої передачі, форми гідро-карману, яка характеризується коефіцієнтом $CI-V$, площею гідро-карману, представимо у вигляді схеми (рис 3.8) контактування і математичним аналізом розрахунку умов при якому виникає неньютонівський стан робочої рідини при зачепленні зубчастих коліс.

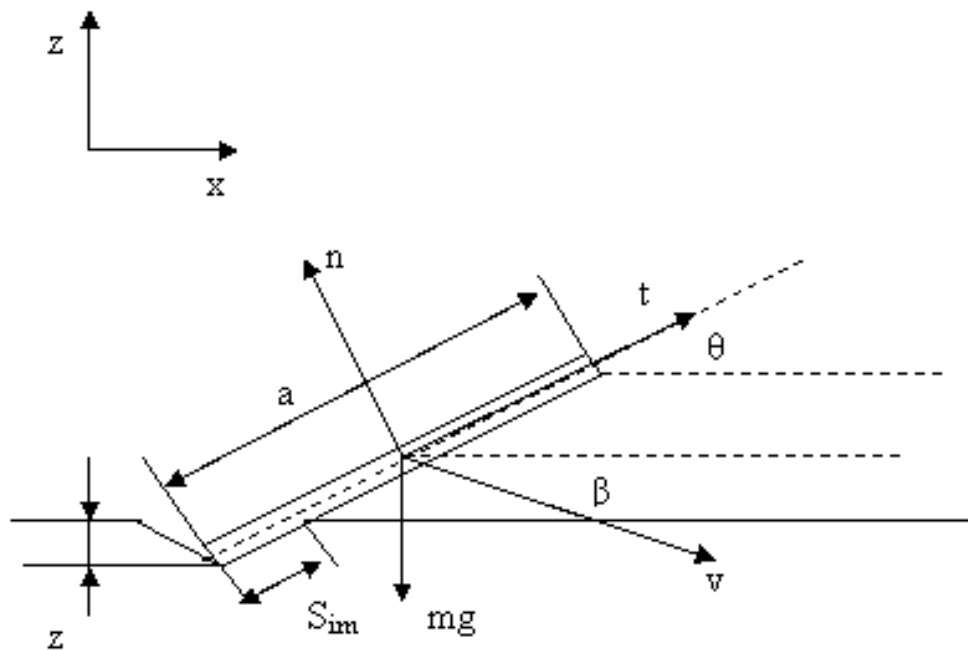


Рисунок 3.8 – Схема сил, що діють на зуб

Сила, що діє на зуб, є коловою силою зубчастої передачі

$$m \frac{d\vec{V}}{dt} = S_m \frac{1}{2} \rho v^2 C_1 \vec{n} + S_m \frac{1}{2} \rho v^2 C_t \vec{t} \quad (3.1)$$

де S_{im} – площа пластини (сумарна площа гідро-карманів визначається як $S_{im} = S_l \times N_{карманів}$), m – маса пластини (V – швидкість, C – коефіцієнт опору з боку робочої рідини (різний у напрямку n і t)).

Запишемо рівняння в проекціях на осі x , y .

$$m \frac{dV_x}{dt} = -\frac{1}{2} \rho v^2 S_m (C_1 \sin \theta + C_t \cos \theta) \quad (3.2)$$

$$m \frac{dV_z}{dt} = -\frac{1}{2} \rho v^2 S_m (C_t \sin \theta - C_{t1} \cos \theta) - Mg \quad (3.3)$$

Далі будемо вважати, що за одне зіткнення з робочою рідиною горизонтальна складова швидкості не змінюється і квадрат швидкості дорівнює приблизно квадрату горизонтальної складової, в процесі зіткнення з поверхнею рідини не змінюється кут нахилу, коефіцієнт опору C_t – дуже малий, кут θ – малий, так що $\cos \theta = 1$, а $\sin \theta = 0$. Тоді залишиться лише друге рівняння з наведених вище, яке можна переписати таким чином:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + \omega_0^2 z + g = 0$$

де

$$\omega_0^2 = \frac{\rho V^2 a C_1}{2m \sin \theta}$$

Лінійне диференціальне рівняння вирішується стандартними методами. Лінійне рівняння виходить через припущення про те, що сила опору прямо пропорційна глибині занурення z – вважаємо це розумним припущенням. Тобто обертання зубчастого колеса, що має площу контакту виражену через площу гідро-карману (Рис. 3.9) визначається згідно формули (3.4).

$$V = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot g}{C \cdot \rho \cdot S^2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_r}{C \cdot \rho \cdot S^2}} \quad (3.4)$$

$$M \cdot g = F_r \quad (3.5)$$

де C – коефіцієнт опору

ρ – щільність, кг/м³

S – площа контакту, м²

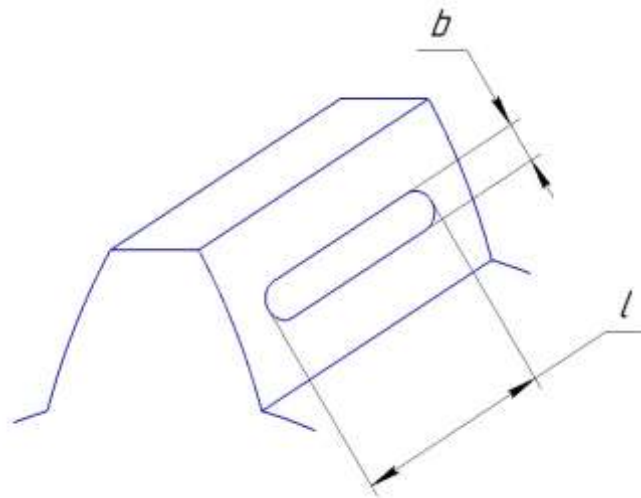


Рисунок 3.9 – Розміри гідро-карманів на евольвентній поверхні зуба

Визначення миттєвої площі контакту при зачепленні зубів (Рис. 3.10).

$$V = \sqrt{\frac{4 \cdot 2 \cdot M_{кр}}{m \cdot z_1 \cdot C \cdot \rho \cdot S^2}} \quad (3.6)$$

$$S = f(m; l; b; z_k) \quad (3.7)$$

$$V = f(M_{кр}; m; z; S; f) \quad (3.8)$$

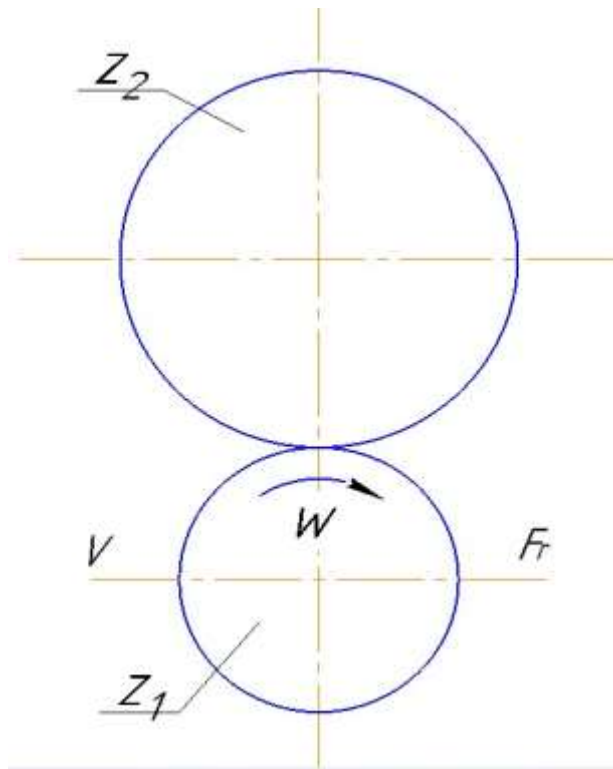


Рисунок 3.10 – Геометрія зачеплення зубчастих коліс з гідро-карманами

$$M_{кр} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot F_r \quad (3.9)$$

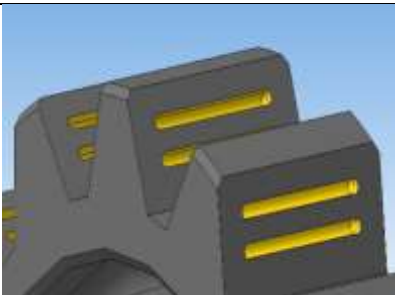
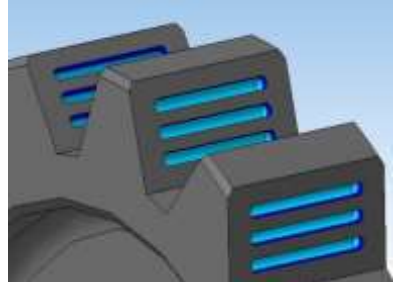

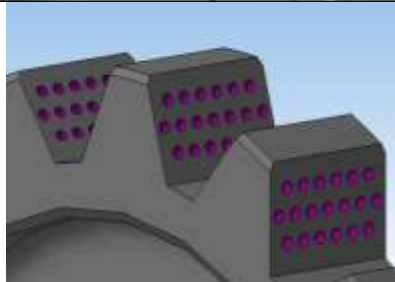
$$M_{кр} = \frac{P}{\omega} \quad (3.10)$$

В табл. 3.1. наведені основні залежності опору робочої рідини від форми гідро-карманів з рахунком коефіцієнта форми гідро-карманів.

Таблиця 3.1 – Залежність опору робочої рідини від форми гідро-кармана

Позначення форми гідро-карманів	Форма гідро-карманів	Позначення гідро-карманів	Коефіцієнт форми гідро-карманів, C
1	2	3	4
I		Один гідро-карман	$C_I = 3,59$

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4
<i>II</i>		Два гідро-кармани	$C_{II} = 4,05$
<i>III</i>		Три гідро- кармани	$C_{III} = 4,2$
<i>IV</i>		Гідро-кармани еліпси	$C_{IV} = 4$
<i>V</i>		Гідро-кармани отвори	$C_V = 4,15$

Примітка: глибина гідро-карманів обрана експериментально і становить $h=2,5\pm0,2$ для $m=10$.

u – передавальне число

$$u = \frac{z_1}{z} = \frac{D_1}{D} \quad (3.11)$$

$u = |i|$ – не від'ємне; $u = |\frac{1}{i}|$ – передавальні відносини.

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n \quad (3.12)$$

Потужність: N кВт; D ; ω .

$$P = M_{\text{кр}} \cdot \omega \quad (3.13)$$

де $M_{\text{кр}}$ – обертаючий момент, Н·м; ω – кутова швидкість, с^{-1}

$$P = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{9549} \quad (3.14)$$

де $M_{\text{кр}}$ – обертаючий момент, Н·м; n – частота обертання шпинделя, об/мин; P – потужність, кВт

Контактно-гідродинамічний розрахунок зубчастих передач базується на основних положеннях в'язкості застосовуваних масел при високому тиску і температурах.

Залежність в'язкості масла від температури і тиску в значній мірі визначає працездатність закритих зубчастих передач. Виконано дослідження залежності в'язкості масла від тиску і температури в умовах впливу високого тиску (до 1500 МПа) на в'язкість масел, тобто коли робоча рідина в зоні контактування зубчастих коліс переходить з ньютонівського стану в неньютонівський.

Слід зазначити, що в'язкість деяких масел, наприклад, масло суміші, що складається з 75% трансформаторного масла і 25% МС-20, дуже добре підкоряється закону Барруса, тобто в напівлогарифмічній системі координат логарифм в'язкості лінійно залежить від тиску навіть до тисків порядку 12 000 кгс/см² і температур до 120° С.

Таким чином, (табл. 3.2) цього масла практично не залежить від тиску. У синтетичного масла виявляється криволінійна залежність логарифма в'язкості від тиску навіть при тиску 5000 кгс/см². Отже, для цього масла п'єзокоефіцієнт дійсно є функцією тиску.

Таблиця 3.2 – Залежність п'єзокоефіцієнта в'язкості n від температури

Масла	$n \cdot 10^6$, м ² /кгс, при температурах T , °С						
	50	60	80	100	120	140	150
Н а ф т о в і							
МС-20	0,225	0,207	0,178	0,145	0,113	0,063	0,066
75% МС-20 + 25% трансформаторні	0,206	0,192	0,165	0,137	0,109	0,062	0,068
50% МС-20 + 50% трансформаторні	0,192	0,160	0,1545	0,130	0,1066	0,081	0,0685
25% МС-20 + 75% трансформаторні	0,175	0,165	0,144	0,123	0,102	0,060	0,069
Веретенне-2	0,128	0,1236	0,1139	0,105	0,0953	0,087	0,082
МК-8	0,159	0,150	0,132	0,114	0,0965	0,078	0,069
Трансформаторне	0,159	0,150	0,132	0,114	0,0965	0,078	0,069
С и н т е т и ч н е							
МН-7,5	0,126	0,1228	0,1114	0,101	0,090	0,079	0,074
ВНИИНП-7	0,1235	0,1200	0,1125	0,105	0,099	0,092	0,058
БЗВ	0,0837	0,0683	0,0830	0,0825	0,082	0,061	0,061
ЛНМЕ-36/1К	0,0925	0,0906	0,0840	0,0780	0,073	0,068	0,065
50-1-4Ф	0,0945	0,0910	0,0830	0,0770	0,071	0,0644	0,061

У табл. 3.1 і 3.2 наведені значення в'язкості масел при атмосферному тиску і п'єзокоефіцієнту в'язкості n для ряду різних температур і сортів мінеральних і синтетичних масел.

3.2 Визначення товщини мастильного шару в зубчастих колесах з гідрокарманами

Для прямозубих циліндричних коліс найбільший інтерес з точки зору працездатності передачі представляють товщини мастильного шару h_0 в п'яти

характерних точках активної ділянки лінії зачеплення: в точках входу і виходу із зачеплення A_1 і D_1 , в точках пересполучень B і C і в смузі Π (рис. 3.11).

Для розрахунку η_0 в цих точках по номограмі або формулою (3.15) необхідно попередньо визначити для кожної i -ї точки наведену кривизну $\lambda_a \pm \lambda_b$ в 1/м, розрахункову погонну навантаження K_0 в кгс/м, сумарну швидкість кочення $U_a + U_b$ в м/с, миттєву температуру поверхонь зубів T в °С, а також в'язкості масла при атмосферному тиску μ_0 в кгс·с/м² і п'єзокоефіцієнт в'язкості n в м²/кгс при температурі T в °С. Наведена кривизна для будь-якої i -ї точки підраховується за формулами

$$\lambda_{ai} \pm \lambda_{bi} = \frac{1000}{\rho_{\text{пр } i}}; \quad (3.15)$$

$$\frac{1}{\rho_{\text{пр } i}} = \frac{1}{\rho_{a i}} \pm \frac{1}{\rho_{b i}}, \quad (3.16)$$

де $\rho_{\text{пр } i}$ – приведений радіус кривизни, мм; $\rho_{a i}$ – радіус кривизни шестерні; $\rho_{b i}$ – радіус кривизни зубчастого колеса; $\lambda_{ai} \pm \lambda_{bi}$ – наведена кривизна, 1/м.

У точці входу в зачеплення A_1 радіус кривизни колеса

$$\rho_{bA_1} = \sqrt{R_{eb}^2 - r_{0b}^2} \quad (3.17)$$

Радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aA_1} = A \sin \alpha - \sqrt{R_{eb}^2 - r_{0b}^2} \quad (3.18)$$

У точці виходу із зачеплення D радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aD} = \sqrt{R_{ea}^2 - r_{0a}^2}. \quad (3.19)$$

Радіус кривизни колеса

$$\rho_{bD} = A \sin \alpha - \sqrt{R_{ea}^2 - r_{0a}^2}. \quad (3.20)$$

У точці пересполучення B радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aB} = \sqrt{R_{ea}^2 - r_{0a}^2} - t_0. \quad (3.21)$$

Радіус кривизни колеса

$$\rho_{bB} = A \sin \alpha - (\sqrt{R_{ea}^2 - r_{0a}^2} - t_0). \quad (3.22)$$

У точці пересполучення C радіус кривизни колеса

$$\rho_{bC} = \sqrt{R_{eb}^2 - r_{0b}^2} - t_0. \quad (3.23)$$

Радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aC} = A \sin \alpha - (\sqrt{R_{eb}^2 - r_{0b}^2} - t_0). \quad (3.24)$$

У полюсі зачеплення Π радіус кривизни колеса

$$\rho_{bn} = r_b \sin \alpha. \quad (3.25)$$

Радіус кривизни шестерні

$$\rho_{an} = r_a \sin \alpha. \quad (3.26)$$

де R_{ea} , R_{eb} – радіуси кіл виступів шестерні і колеса, мм; r_{oa} , r_{ob} – відповідно радіуси основних кіл шестерні і колеса, мм; A – міжцентрова відстань, мм; α – кут зачеплення; r_a , r_b – радіуси початкових кіл, мм; t_0 – основний крок, мм; $t_0 = \pi m \cos \alpha$; m – модуль зачеплення, мм; α_0 – кут зачеплення вихідного контуру.

Найбільш небезпечними точками зачеплення щодо заїдання не є точки A_I і D , а віддалені від них на відстані $0,3m$ точки A' і D' . Тому необхідно розраховувати товщину шару мастила в цих точках. Відповідні радіуси кривизни:

$$\rho_{aA'} = \rho_{aA_1} + 0,3m; \rho_{bA'} = \rho_{bA_1} - 0,3m, \quad (3.27)$$

$$\rho_{aD'} = \rho_{aD} - 0,3m; \rho_{bD'} = \rho_{bD} + 0,3m. \quad (3.28)$$

Швидкості кочення в кожній точці лінії зачеплення визначаються за формулами:

$$U_{ai} = \rho_{ai} \omega_a \cdot 10^{-3}; U_{bi} = \rho_{bi} \omega_b \cdot 10^{-3} \quad (3.29)$$

де ω_a , ω_b – відповідно кутові швидкості шестерні і колеса, 1/с.

Розрахункова погонна навантаження K_0 визначається для зони однопарного зачеплення точок B , C , Π за формулою

$$K_{01} = k(K_{0п} + Q_d), \quad (3.30)$$

а в зоні двохпарного зачеплення, точках A_I , A' , D , D' – за формулою

$$K_{011} = k[0,43(K_{0п} + Q_d)710\Delta_0], \quad (3.31)$$

де k – коефіцієнт розрахункового навантаження; K_{0I} , K_{0II} – погонне розрахункове навантаження в зонах одно- і двохпарного зачеплення, кгс/м; K_{on} – корисне погонне навантаження, кгс/м; Q_d – динамічна погонна навантаження, кгс/м; Δ_0 – найбільш ймовірна помилка основного кроку з урахуванням помилки, яка компенсує, мкм.

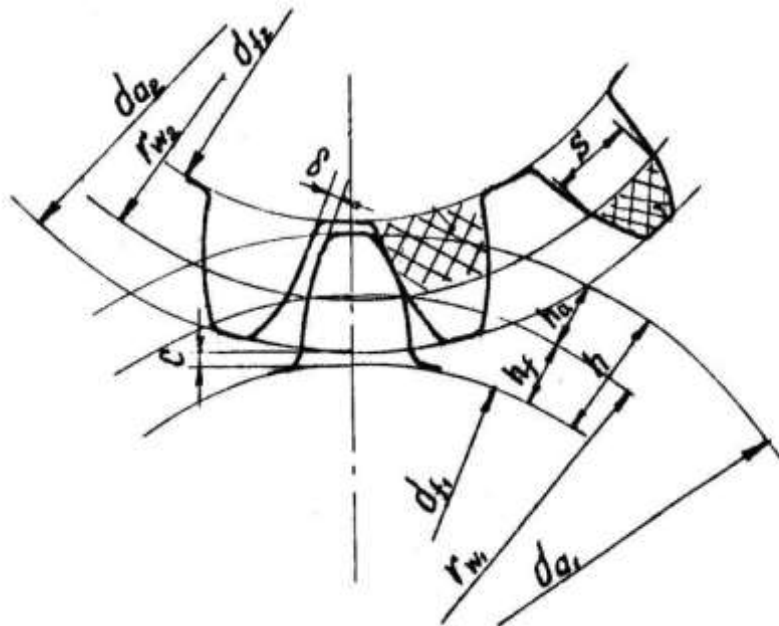


Рисунок 3.11 – Схема зачеплень зубчастих коліс

При виготовленні зубчастих коліс з 8-12 ступенем точності за ГОСТ 1643–81, навантаження в зоні двохпарного зачеплення повинне дорівнювати навантаженню в зоні однопарного зачеплення, тобто в цьому випадку $K_{0I} = K_{0II}$.

З метою виключення безпосереднього контакту евольвентних поверхонь сполучених зубчастих коліс з урахуванням найбільш небезпечних локалізаційних ділянок зачеплення щодо заїдання точки A' і D' на евольвентній поверхні зубів шестерні виконуються гідродинамічні кишені уздовж утворюючої довжини зубів. Відносно гідродинамічних кишень і виконуємо розрахунок товщини шару мастила, в момент коли воно переходить з ньютоновського стану в неньютонівський (рис 3.12).



Рисунок 3.12 – Зубчасте колесо з гідродинамічними карманами реверсивної зубчастої циліндричної передачі

Миттєву температуру масляного шару в кожній точці лінії зачеплення T_i можна з деякою похибкою визначити для сталевих зубчастих коліс як суму об'ємної температури зубчастого колеса T_0 і миттєвого температурного спалаху ΔT_i на поверхні зуба в зоні контакту:

$$T_i = T_0 + \Delta T_i \quad (3.32)$$

При значному ковзанні поверхонь температурний спалах на сполучених поверхнях буде різний. У табл. 3.3 наведені розрахунки прямозубої циліндричної зубчастої передачі в різних точках зачеплення (рис. 3.1)

Таблиця 3.3 – Розрахунок прямозубої циліндричної зубчастої передачі

Розрахунковий параметр	Розрахункові точки				
	a	b	p	C	d
ρ_{ai} , мм	8,72	11,51	15,02	17,26	20,05

ρ_{bi} , мм	23,37	20,58	17,07	14,83	12,04
$\lambda_{ai} + \lambda_{bi}$, 1/м	157,5	135,6	125,0	125,3	132,8
U_{ai} , м/с	5,60	7,65	9,98	11,48	13,33
U_{bi} , м/с	13,67	12,04	9,98	8,68	7,04
$U_{ai} + U_{bi}$, м/с	19,47	19,69	19,96	20,16	20,37
$U_{ai} - U_{bi}$, м/с	-7,87	-4,39	0	2,8	6,29
i_{mp}	0,041	0,047	—	0,053	0,043
ΔT_i , °C	25,1	21,0	0	14,5	19,5
T_i , °C	100,1	96,0	75	89,5	94,5
μ_0 , кгс·с/м ²	0,00108	0,00120	0,00227	0,00142	0,00124
$n \cdot 10^6$, м ² /кгс	0,136	0,142	0,171	0,151	0,145
K_0 , кгс/м	6515	10 010	10 010	10 010	6515
h , мкм	0,47	0,52	0,99	0,65	0,61

Цим можна знехтувати, так як для зубчастих передач в більшості випадків вона призводить до незначної похибки у визначенні товщини мастильного шару:

$$\Delta T_i = 0,185 f_{\text{тр} i} \sqrt[4]{K_{oi}^2 (\lambda_{ai} \pm \lambda_{bi}) [\sqrt{U_{ai}} - \sqrt{U_{bi}}]} \quad (3.33)$$

Коефіцієнт тертя $f_{\text{тр} i}$ в кожній точці може бути визначений за формулою:

$$f_{\text{тр} i} = \frac{0,0316}{\sqrt[4]{\mu_0 (U_{ai}^2 - U_{bi}^2)}}. \quad (3.34)$$

На рис. 3.13 представлені результати розрахунку у вигляді графіків зміни значень основних розрахункових параметрів.

Результати розрахунків для характерних точок лінії зачеплення наведені в табл. 3.3.

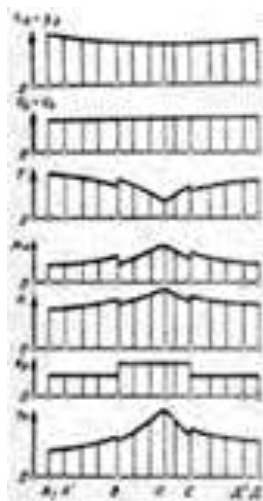


Рисунок 3.13 – Графік зміни основних розрахункових параметрів прямозубої циліндричної передачі вздовж лінії зачеплення

3.3 Забезпечення системи параметрів поверхневого шару гідродинамічних зубчастих передач з гідро-карманами важких токарних верстатів

На відміну від прямозубих зубчастих передачах (рис. 3.14) в косозубих передачах в зачепленні знаходиться кілька пар зубів (не менше двох), а контактні лінії розташовані під заданим кутом до осі колеса. Крім того, навантаження розподіляються по довжині контактної лінії нерівномірно, досягаючи максимуму в полюсі і знижуючись в зонах входу і виходу з зачеплення. Проведені розрахунки показали, що товщина мастильного шару досягає найбільшої величини в зоні виходу із зачеплення, а найменшою – в зоні входу в зачеплення. Тому розрахунок товщини мастильного шару слід проводити для точок входу і виходу із зачеплення A_1 і D або для точок, розташованих на відстані $0,3m$ від них, тобто A' і D' і для полюса зачеплення Π .



Рисунок 3.14 – Косозубе зубчасте колесо з гідродінамічними карманами

Наведена кривизна для кожної точки лінії зачеплення може бути визначена за допомогою радіусів кривизни p_a , і p_{b1} . При цьому під радіусами кривизни p_a , і p_{b1} маються на увазі радіуси кривизни в нормальному перетині.

У точці входу в зачеплення радіус кривизни колеса [45]:

$$\rho_{bA_1} = \frac{\sqrt{R_{eb}^2 - R_{ea}^2}}{\cos \beta_0}; \quad (3.35)$$

радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aA_1} = \frac{A \sin \alpha_s - \sqrt{R_{eb}^2 - R_{0b}^2}}{\cos \beta_0} \quad (3.36)$$

У точці A' радіус кривизни колеса

$$\rho_{aA_1} = \rho_{bA_1} + 0,3m_H \quad (3.37)$$

радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aA_1} = \rho_{aA_1} + 0,3m_H. \quad (3.38)$$

У полюсі зачеплення радіус кривизни шестерні

$$\rho_{ap} = \frac{\rho_a \sin \alpha_s}{\cos \beta_0}; \quad (3.39)$$

радіус кривизни колеса

$$\rho_{bp} = \frac{\rho_b \sin \alpha_s}{\cos \beta_0} \quad (3.40)$$

У точці виходу із зачеплення B радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aD} = \frac{\sqrt{R_{ea}^2 - R_{0a}^2}}{\cos \beta_0} \quad (3.41)$$

радіус кривизни колеса

$$\rho_{bD} = \frac{A \sin \alpha_1 - \sqrt{R_{ea}^2 - R_{0a}^2}}{\cos \beta_0} \quad (3.42)$$

У точці D' радіус кривизни шестерні

$$\rho_{aD'} = \rho_{aD} - 0,3m_H$$

радіус кривизни колеса

$$\rho_{bD'} = \rho_{bD} - 0,3m_H$$

де β_0 — кут нахилу гвинтової контактної лінії по основному циліндру; α_s – кут зачеплення в торцевому перетині; m_H – нормальний модуль зачеплення, мм.

Сумарні швидкості кочення в точках зачеплення можна визначити за формулами:

$$U_{ai} = \rho_{ai}\omega_a \cos \beta_0 \cdot 10^{-3}; \quad (3.43)$$

$$U_{bi} = \rho_{bi}\omega_b \cos \beta_0 \cdot 10^{-3}$$

Розрахункова погонна навантаження в точках A_I, A', D, D' .

$$K_{011} = k_b K_0. \quad (3.44)$$

У полюсі зачеплення Π розрахункове навантаження визначається за формулою

$$K_{01} = k_{\Pi} K_0. \quad (3.45)$$

Середнє погонне розрахункове навантаження

$$K_0 = \frac{1000P \cos \beta_0}{0,9B\varepsilon_s} \quad (3.46)$$

де P – повне розрахункове навантаження, що діє на зуби, кгс; k_b – коефіцієнт розрахункового навантаження для точки входу і виходу із зачеплення, $k_b=0,825$;

k_{Π} — коефіцієнт розрахункового навантаження для полюса зачеплення; $k_{\Pi}=1,2$;
 B – ширина колеса, мм; ε_s — коефіцієнт перекриття в торцевому перетині.

Миттєву температуру мастильного шару T_l в кожній точці лінії зачеплення можна визначити по формулам (3.33), (3.34).

Для прикладу розрахуємо товщину мастильного шару в точках A' , D' і Π косозубої циліндричної зубчастої передачі з вихідними параметрами: числа зубів $z_1=32$; $z_2=66$; нормальний модуль $m_n=3$; кут зачеплення в нормальному перетині $\alpha_{0н}=20^\circ$; міжцентрову відстань $A=150$ мм; частота обертання шестерні $n_1=1480$ об/мин; ширина шестерні $B=60$ мм; кут нахилу за основним циліндром $\beta_0=10^\circ 42'$; торцевий коефіцієнт перекриття $\varepsilon_s=1,71$; середнє розрахункове погонне навантаження $K_0=5420$ кгс/м; температура поверхонь зубів $T_0=50^\circ\text{C}$; змащення маслом МС-20.

Результати розрахунків для характерних точок наведені в табл. 3.4. Так, наприклад, товщина мастильного шару в полюсі зачеплення з розрахунку $h_0=0,3$ мм, а по експерименту $h_0=0.25\dots 0,32$ мм, з урахуванням параметрів шорсткості контактуємих циліндричних зубчастих коліс і від форм гідро-карманів (C_I , C_{II} , C_{III} , C_{IV} , C_V). Використовуючи різні варіації форм гідро-карманів при випробуванні циліндричних зубчастих коліс, виходять стабільні товщини масляного шару при неньютонівському стані робочої рідини. Умови випробування циліндричних зубчастих коліс проводилися з коловими швидкостями, при яких забезпечується неньютонівський стан робочої рідини ($V \geq 1$ м/с)

Т а б л и ц я 3.4 – Результати розрахунку косозубої циліндричної зубчастої передачі при неньютонівському стані робочої рідини в залежності від форми гідро-карманів

Розрахунковий параметр	Розрахункові точки				
	C_I	C_{II}	C_{III}	C_{IV}	C_V

ρ_{ai} , мм	10,27	15,36	17,36	19,28	23,9
ρ_{bi} , мм	42,9	38,45	35,80	31Ю15	29,3
$(\lambda_a + \lambda_b)$, 1/м	120,6	102,60	85,5	79,15	75,2
U_{ai} , м/с	1,56	1,94	2,64	3,25	3,64
U_{bi} , м/с	3,16	2,88	2,64	2,45	2,16
$(U_a + U_b)$, м/с	4,73	4,92	5,28	5,44	5,8
$(U_a - U_b)$, м/с	1,60	158	1,52	1Ю50	1,48
$f_{тр}$	0,055	0,042	0,035	0,024	0,025
ΔT_i , °C	9,8		0		7,0
T_i , °C	59,8		50		57,0
μ_{0i} , кг·с/м ²	0,0077	0,0095	0,0141	0,0120	0,0120
$n_i \cdot 10^6$, м ² /кг·с	0,207	0,215	0,223	0,211	0,212
K_{0i} , МПа	446,8	620,2	650,0	648,0	645,0
R_a	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
h_{0i} , мм	0,25	0,28	0,32	0,28	0,29

Кореляційний зв'язок між параметрами шорсткості R_a , R_z і R_{max} має наступний характер.

Для полірування, притирання плосковершинних і обробно-зміцнюючих методів обробки:

$$R_{max} = 5,0R_a; \quad (3.47)$$

$$R_z = 4,0R_a. \quad (3.48)$$

Для зубофрезерування

$$R_{max} = 6,0R_a; \quad (3.49)$$

$$R_z = 5,0R_a. \quad (3.50)$$

Для зубошліфування

$$R_{\max} = 7,0Ra; \quad (3.51)$$

$$R_z = 5,5Ra. \quad (3.52)$$

Параметр t_m має наступні значення: при поліруванні, притирання плосковершинної і обробно-зміцнюючої обробки 60-70%; при магнітно-абразивній обробці, шліфуванні і суперфініші 50%; при обточуванні 40–45%.

Емпіричні рівняння параметрів стану зовнішніх поверхонь обертання з умовами їх обробки для деяких технологічних методів мають наступний характер.

Напівчистове і чистове зубофрезерування:

$$Ra = k_0 \frac{S^{k_1(90+\gamma)^{k_4}}}{r^{k_2} v^{k_3}}; \quad (3.53)$$

де S – подача (0,05–0,43 мм/об); r – радіус при вершині зуба фрези (**0,05**–0,2 мм); v – швидкість різання (0,47–1,2 м/с); γ – передній кут зуба фрези (0 ... 5°).

Значення коефіцієнтів k_0 – k_4 для різних оброблюваних сталей наведені в табл. 3.5.

Результати експериментальних досліджень показали, що поряд з режимами і геометрією інструменту значний вплив на шорсткість поверхні має жорсткість верстату, на якому оброблюється деталь. Так, при точінні деталей зі сталі 40Х отримані наступні рівняння з урахуванням статичної жорсткості обладнання $j_{\text{ст}}$:

$$y_i = k_0 v^{k_1} S^{k_2} t^{k_3} r^{k_4} (50 + \gamma)^{k_5} \alpha^{k_6} j_{\text{ст}}^{k_7}, \quad (3.54)$$

де v – швидкість різання (0,83–2,5 м/с); S – подача (0,05–0,5 мм/об); t – глибина різання (0,15–0,9 мм); r – радіус при вершині зуба фрези; γ – передній кут; α – задній кут; $j_{\text{ст}}$ – статична жорсткість верстата по ГОСТ 7895–56 (19,6–34,3 кН/мм).

Таблиця 3.5 – Значення коефіцієнтів в рівнянні (3.53)

Марка сталі	Коефіцієнт				
	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4
45	7,0	0,85	0,65	0,36	0,15
40X	5,8	1,1	0,68	0,15	0,16

Таблиця 3.6 – Значення коефіцієнтів в рівнянні (3.54)

Досліджуваний параметр Y_l	Коефіцієнт							
	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7
1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
Ra	416,6	-0,45	0,36	-0,1	0,12	0,005	-0,10	-0,22
R_p	1158,6	-0,32	0,1	-0,07	-0,04	0,035	-0,15	-0,36
S_m	1,79	20,18	0,58	-0,25	0,15	0,21	0	-0,31

Продовження таблиці 3.6

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
W_z	1,55	-0,5	0,24	-0,25	0,21	0,07	0,26	0,33
W_p	16,6	-0,55	0,15	-0,12	0,18	0,09	0,33	0,04
$S_m W$	1,59	0,47	0,27	0,04	0,05	-0,08	-0,44	0,1
$H_{\mu 0}$	1636	0,084	0,005	0,09	0,08	-0,064	0,069	0,11

Примітка. Параметри Ra , R_p , W_z , W_p – мкм, S_m , $S_m W$ – мм; $H_{\mu 0}$ – МПа.

Значення коефіцієнтів k_0 – k_7 для різних параметрів стану поверхневого шару деталей наведені в табл. 3.6.

Зубофрезерування [26]:

$$Ra = k_0 \frac{s^{k_1(90+\gamma)^{k_4}}}{r^{k_2} v^{k_3}}; \quad (3.55)$$

$$R_p = k_0 \frac{s^{k_1(90+\gamma)^{k_4}}}{r^{k_2} v^{k_3}}; \quad (3.56)$$

$$S_m = k_0 \frac{S^{k_1(90+\gamma)k_4}}{r^{k_2} v^{k_3}}; \quad (3.57)$$

Значення коефіцієнтів, що входять в ці рівняння, наведені в табл. 3.7. Рівняння адекватно описують процес точіння при наступному діапазоні зміни вхідних факторів: $S = 0,05 \dots 0,5$ мм/об; $v = 0,83 \dots 2,5$ м/с; $t = 0,5 \dots 2$ мм; $\gamma = 0 \dots 5^\circ$.

Зубошліфування (40X, HRC 30–35):

$$y_i = k_0 v^{k_1} S_{\text{пр}}^{k_2} S_{\text{рад}}^{k_3} n^{k_4} H^{k_5} z^{k_6} j_{\text{ст}}^{k_7}, \quad (3.58)$$

де v – окружна швидкість деталі ($v = 0,33 \dots 0,83$ м/с); $S_{\text{пр}}$ – поздовжня подача, в частках ширини кола (0,3,6–0,8 В); $S_{\text{рад}}$ – радіальна подача (0,01–0,05 мм/дв. ход); n – число виходжування (5–10); H – твердість круга (СТ–2; СМ–1); z – зернистість круга (16–40); $j_{\text{ст}}$ – статична жорсткість верстата (9,8–29,4 мН/м).

Значення коефіцієнтів $k_0 \dots k_7$ наведені в табл. 3.8. и табл. 3.9.

Таблиця 3.7 – Значення коефіцієнтів формул (3.55)–(3.57)

Марка оброблюваного матеріалу	Параметр шорсткості	Коефіцієнт				
		k_0	k_1	k_2	k_3	k_4
Сталь 45 (HRC 48)	R_a	0,16	0,59	0,29	0,19	0,66
	R_p	0,82	0,59	0,33	0,08	0,52
	S_m	0,81	1,34	–0,19	0	0,1

Таблиця 3.8 – Значення коефіцієнтів формул (3.58)

Досліджуваний параметр y_i	Коефіцієнт							
	k_0	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7
R_a	0,47	–0,06	0,36	–0,009	–0,024	0,29	0,08	0,34

R_p	1,08	-0,02	0,16	0,033	0,008	0,71	0,033	0,24
S_m	0,02	-0,22	0,34	-0,15	0,04	0,24	0,055	0,13
W_z	4,3	0,006	0,25	0,08	-0,06	0,51	0,087	-0,25
W_p	0,70	-0,06	0,46	-0,01	-0,064	0,54	0,173	-0,07
$S_m W$	0,14	-0,027	0,36	-0,12	-0,060	0,40	0,184	0,096
$H_{\mu 0}$	2253	0,03	-0,04	0,003	0,02	0,008	0,020	-0,01

Примітка. Параметри Ra , R_p , W_z , W_p – мкм; S_m і $S_m W$ – мм; $H_{\mu 0}$ – МПа.

Таблиця 3.9 – Значення коефіцієнтів формул (3.55)–(3.57)

Досліджува ний параметр	k_M для сталі		k_a для концентрації алмазів		k_c при подачі ЗОР	
	45	40X	100	50	під тиском	поливом
Ra	1,93	1,39	–	–	1,23	1,11
R_p	2,04	1,43	2,42	2,12	1,65	1,29
S_m	1,16	1,08	1,54	1,44	–	–

3.4 Визначення розмірів гідродинамічних кишень з урахуванням забезпечення неньютонівського стану рідини в зоні контактування зубчастих передач

Гідродинамічна сила виникає в направляючих за наявності ковзання між поверхнями тертя і зазору, що звужується між ними, заповненого маслом.

Для направляючих головного руху (поздовжньо-стругальні, карусельні верстати) можна забезпечити гідродинамічний режим роботи в більшій частині діапазону швидкостей, якщо при їх проектуванні обирати найоптимальніші співвідношення розмірів та передбачати пологі клиноутворюючі скоси, які доходять до мастильних канавок (рис. 3.15). Робоча поверхня направляючих виявляється розділеною мастильними канавками на ряд комбінованих опор, кожна з них поділяється на дві ділянки: ділянки I , похилі до поверхні іншої направляючої, і ділянки II , паралельні до неї.

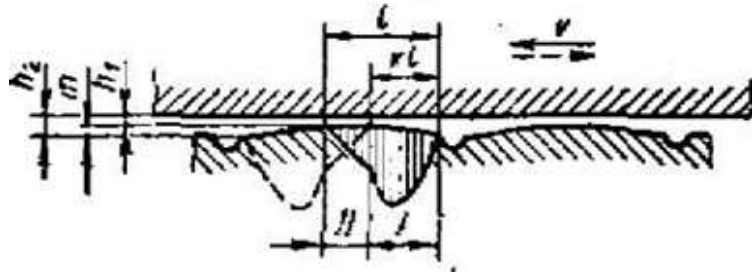


Рисунок 3.15 – Ділянка зубчастих поверхонь шестерні з гідродинамічними кишеньками і зубчастого колеса, що сполучається

де, l – довжина комбінованої гідрокишені в мм; K_l – довжина похилої ділянки I в мм;
 K – відношення довжини похилої ділянки гідрокишені до довжини комбінованої гідрокишені; h – товщина масляного шару при неньтонівському стані робочої рідини на ділянці II в мм; h_2 – максимальна товщина масляного шару на ділянці I в мм; t – глибина клиноутворюючого скосу в мм; B – ширина гідрокишені в мм; D_{cp} – дільний діаметр шестерні в мм.

Розглянемо гідродинамічний розрахунок для комбінованих гідро-карманів з урахуванням обох ділянок. Схема опори і обране розташування координат показані на рис. 3.16. Використання умови рівноваги сил, що діють на елементарну частинку рідини, рівняння Ньютона для в'язкої рідини і умови нерозривності течії призводить до відомого рівняння, що виражає розподіл тиску по поверхні, масляного шару:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6\mu v \frac{\partial h}{\partial x} = 0, \quad (3.59)$$

де h – товщина масляного шару; p – тиск в масляному шарі; v – швидкість ковзання; μ – динамічний коефіцієнт в'язкості масла.

Граничні умови: для ділянки I ($h = ax$) при $x = x_2$ $p = 0$; при $x = x_1$ $p = p_{I-II}$; для ділянки II ($h = const$) при $x = x_0$ $p = 0$; при $x = x_1$ $p = p_{I-II}$.

Величину тиску p_{I-II} на межі ділянок I і II визначаємо з умови рівності витрат масла на обох ділянках.

За теорією Шибеля рівняння (3.59) для опор кінцевої ширини може бути вирішено наближено, якщо задатися наступними умовами, що добре узгоджуються з експериментальними даними: 1) тиск в напрямку ковзання змінюється за тим же законом що і для нескінченно широкої поверхні; 2) тиск в напрямку, перпендикулярному ковзанню, змінюється за законом квадратної параболи.

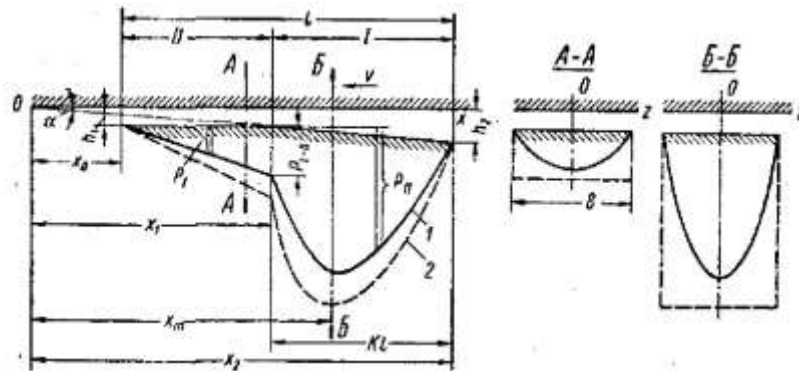


Рисунок 3.16 – Схема до розрахунку гідродинамічних карманів: 1,2 – епюри тиску для опори відповідно кінцевої і нескінченної ширини

Зазначене рішення призводить до наступних розрахункових формул.

Підтримуюча сила

$$P = \frac{1}{981 \cdot 10^4} \cdot \frac{2\mu\nu l^2 B}{3h^2} c_1 c_p \quad (3.60)$$

Сила тертя

$$T = \frac{1}{981 \cdot 10^4} \cdot \frac{\mu\nu B l}{h_1} (c_T + c_T c_1) \quad (3.61)$$

Коефіцієнт тертя

$$f = \frac{T}{P} = 1,5 \frac{c_T + c_T c_1}{c_1 c_p} \cdot \frac{h_1}{l} \quad (3.62)$$

Витрата масла в напрямку, що перпендикулярний ковзанню (в обидві сторони)

$$Q = \frac{60}{10^3} \cdot \frac{\nu h_1 l^2}{B} c_1 c_Q \quad (3.63)$$

В (3.60) – (3.63): μ – динамічний коефіцієнт в'язкості масла в СПЗ при робочій температурі t_M ; ν – швидкість ковзання в м/сек; l , B , h_1 – в мм (рис. 3.22; про вибір розрахункової величини h_1 див. нижче); α – кут нахилу ділянки I ; K – відношення довжини похилої ділянки опори до довжини опори I (рис. 3.22); P , T – відповідно підтримуюча сила і сила тертя в кГ; Q – витрата масла в л/мин; c_1 – коефіцієнт, що враховує бічне витікання

$$c_1 = \frac{5}{4} \frac{1}{1 + \left(\frac{Kl}{B}\right)^2} \quad (3.64)$$

c_p , c'_T , c''_T , c_Q – коефіцієнти, що визначаються за графіками на (рис. 3.17–3.20), побудованим за такими формулами:

$$c_p = \frac{6K}{a_3 - 1} \left\{ \frac{6K}{a_2 - 1} \left[\ln a_3 - \frac{2(a_3 - 1)}{a_3 + 1} \right] + \frac{(a_3 - 1)^2 (1 - K) [K + 0,5(a_3 + 1)(1 - K)]}{[2(1 - K)a_3^2 + K(a_3 + 1)](a_3 + 1)} \right\}; \quad (3.65)$$

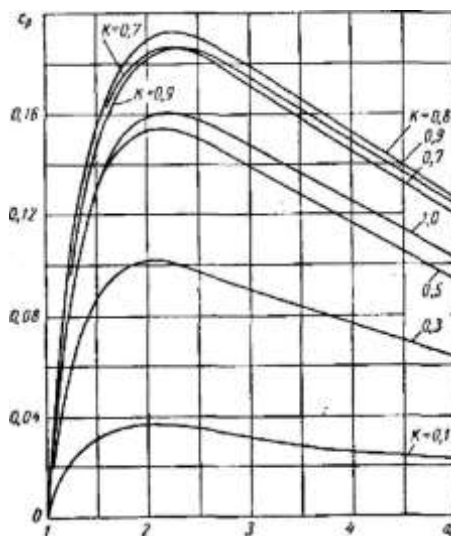


Рисунок 3.17 – Графік для визначення коефіцієнта c_p

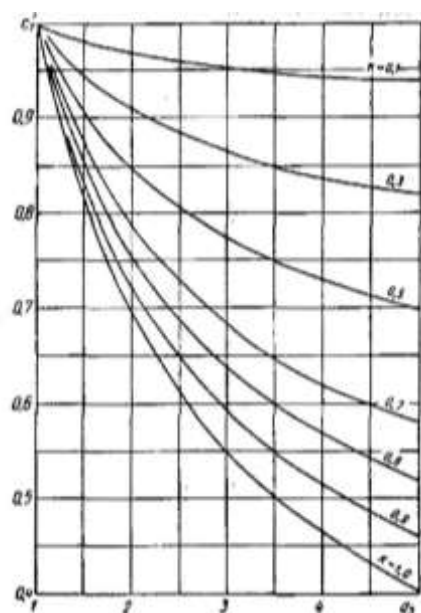


Рисунок 3.18 – Графік для визначення коефіцієнта c_T

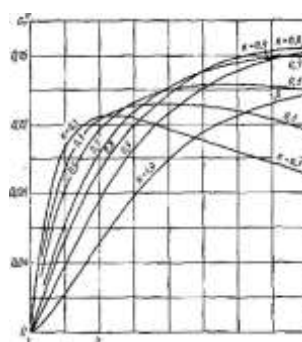


Рисунок 3.19 – Графік для визначення коефіцієнта c_T

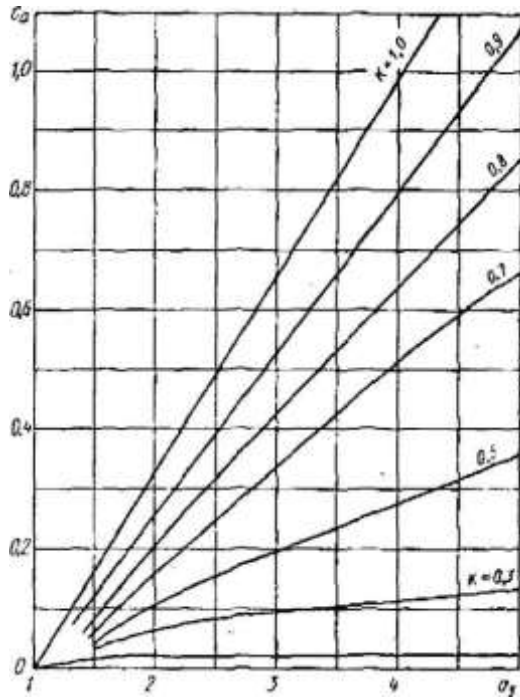


Рисунок 3.20 – Графік для визначення коефіцієнта c_0

$$c'_T = 1 - K + \frac{K \ln a_3}{a_3 - 1}; \quad (3.66)$$

$$c'_T = 2K \left[\frac{(a_3 + 1) \ln a_3 - 2(a_3 - 1)}{a_3^2 - 1} + \frac{(1 - K)(a_3 - 1)}{2(1 - K)a_3^2 + K(a_3 + 1)} \right]; \quad (3.67)$$

$$c_Q = K^2(a_3 - 1) \left\{ \frac{1}{3} + \frac{1 - K}{2a_3^2(1 - K) + K(1 - a_3)} \left[\frac{2(1 - K)}{K} - \frac{1}{a_3 - 1} \right] \right\}. \quad (3.68)$$

У наведених вище формулах

$$a_3 = \frac{h_2}{h_1}. \quad (3.69)$$

Розрахунок за критерієм точності (3.60) дозволяє визначити величину спливання рухомого вузла, тобто зміна при зміні навантаження.

На рис. 3.21 на поверхні зуба 1 ведучого колеса виконані гідродинамічні кармани 2 у два ряди. На рис.3.22 показана фронтальна форма еліптичних гідродинамічних карманів, що задається розмірами $L \times H$.

Рисунок 3.21 – Гідродинамічні кармани

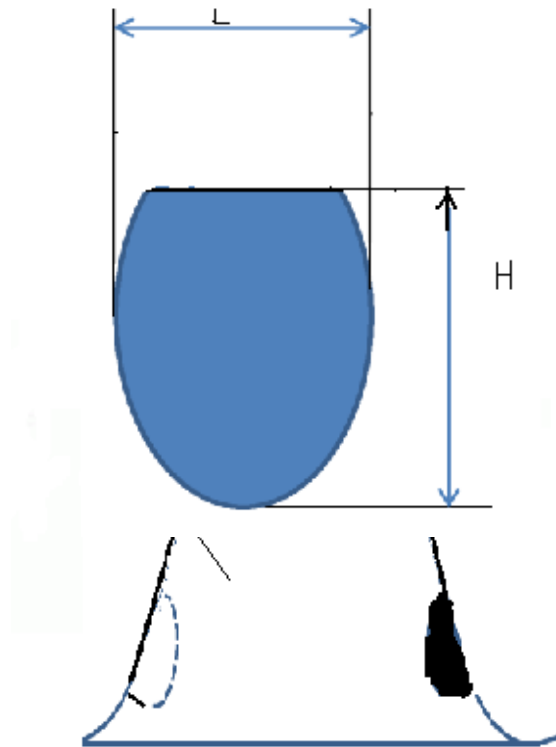


Рисунок 3.22 – Розміри у перерізі гідродинамічного кармана

Зубчаста циліндрична передача з гідродинамічними карманами діє таким чином. Мастильна рідина, що знаходиться між поверхнями контакту циліндричних коліс зубчастої прямозубої циліндричної передачі при їхньому обертанні на швидкості більше 1 м/с потрапляє в гідродинамічні кармани, які мають поглиблення у боці обертання і під дією сил навантаження переходить з ньютонівського стану—мастильної рідини у неньютонівський стан мастильної рідини.

Мастильна рідина у неньютонівському стані стає пружно-нестискаєма завдяки—поглибленій формі гідродинамічних карманів, швидкості обертання циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі під дією сил навантаження і

забезпечує зниження коефіцієнту тертя, зменшується шум, підвищується довговічність та зносостійкість циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі, зменшуються вимоги до точності виготовлення циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі тому, що контакт зубчастих евольвентних поверхонь циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі здійснюється в основному за рахунок пружно-нестисної мастильної рідини, що знаходиться у неньютонівському стані, що надає підвищення кінематичної точності, плавності, бокового зазору.

Запропонована конструкція зубчастої циліндричної передачі з гідродинамічними карманами забезпечує високе демпфування пульсаційного навантаження обертання циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі, забезпечує високу несучу здатність циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі, малий коефіцієнт тертя в широкому діапазоні частот обертання, широкий вибір для застосовування на форсованих режимах танках, військових тягачах, спеціальних машинах особливого призначення.

Фронтальна форма гідродинамічного кармана визначається розмірами L і H (рис. 3.23).

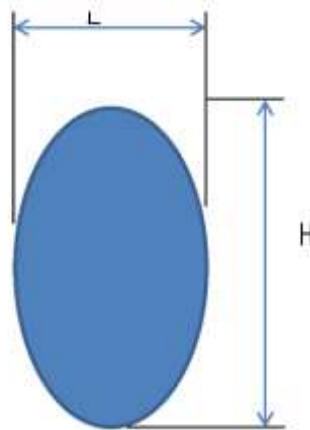


Рисунок 3.23 – Фронтальна форма гідродинамічного кармана

З огляду на те, що зубчасті передачі працюють в широкому діапазоні швидкостей і навантажень, температур, а отже, і в'язкість масла можуть змінюватися в значних межах, і значення критичної товщини масляного шару є певною мірою умовним, доцільно при розрахунку гідрокишень зубчастих коліс за

формулами (3.60) і (3.63) побудувати графік для кривих h_1 і f в координатах $\frac{N_n}{v}$ і t_M . Це дозволяє оцінити несучу здатність зубчастих коліс при будь-якому режимі роботи.

З метою зниження тертя в контактуючих зубчастих передачах і, як наслідок, зниження контактних навантажень сполучених важко навантажених високошвидкісних зубчастих коліс і на підставі теорії гідродинаміки [12] вперше запропоновано використовувати гідродинамічні кармани на евольвентній поверхні ведучого зубчастого колеса (рис. 3.24).

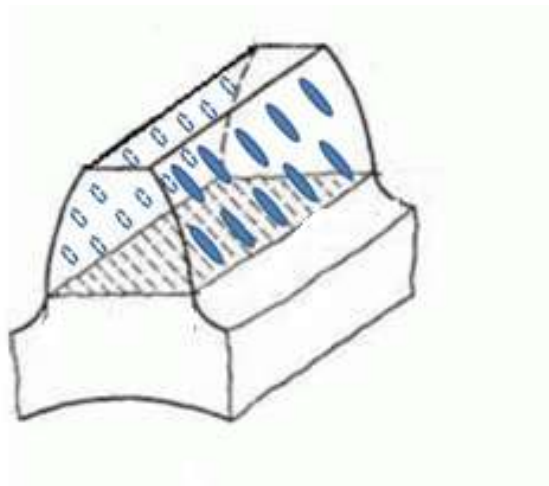


Рисунок 3.24 – Гідродинамічні кармани на евольвентній поверхні зубів ведучого зубчастого колеса

Призначаючи найменшу розрахункову критичну товщину масляного шару h_1 слід враховувати мікро- і макронерівності робочих поверхонь контакту евольвентних поверхонь сполучених зубчастих коліс заданої площі і їхні температурні і пружні деформації. Для зубчастих коліс верстатів велике значення мають температурні деформації контактуючих поверхонь в радіальному перетині [65].

В якості критичної умовно приймається товщина масляного шару на ділильному діаметрі:

$$h_{np} = h'_1 + \frac{B}{2}tg\alpha \quad (3.70)$$

де $h'_1=0,01\div0,02$ мм – найменша товщина масляного шару у крайки зубів.

При розрахунку допускається приймати значення h_{kp} , отримані експериментально при температурі зубчастих коліс до 40°C $h_{kp}\approx0,07\div0,08$ мм; при температурі від 40 до 70–80°C $h_{kp}\approx0,09\div0,11$ мм. Допускається для зубчастих передач з окружною швидкістю 10–18 м/с збільшення h_{kp} на 30–50%.

Форма виконання гідро-карманів на евольвентній поверхні ведучого колеса відповідає епюрі навантажень (рис. 3.16) при переході робочої рідини в неньютонівський стан для забезпечення утримання пружно нестисливої робочої рідини і може виконуватися в один, два або три ряди (рис. 3.25)

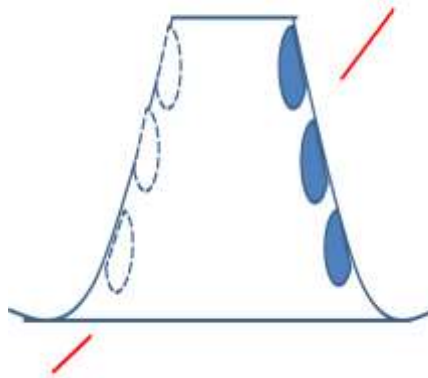


Рисунок 3.25 – Форма виконання гідрокарманів на евольвентній поверхні зубчастого колеса відповідна епюрі навантажень при переході робочої рідини в неньютонівський стан

Для зубчастих передач охолодженими робочою рідиною, температурні деформації великого значення не мають. Найбільш істотними є відхилення від прямолінійності по довжині зуба, які обумовлені неточністю виготовлення і збірки зубчастих коліс. При відхиленнях по нормам точності за ГОСТ 1643–81 і сумарною величиною мікронерівностей 0,02 мм h_{kp} має орієнтовно такі значення, прийняті з коефіцієнтом запасу 1,25:

Ступінь точності.....	6	7	8	9–12
-----------------------	---	---	---	------

h_{kp} в мм 0,06 0,08 0,09 0,10

Величина h_{kp} повинна уточнюватися в міру накопичення розрахункових і експериментальних даних.

З метою забезпечення надходження мастильної робочої рідини в зубчастих колесах використовують в якості мастильних скосів фаски на вершинах зубів, т.зв. фланки. Фланкування зубів виконують за нормлями верстатобудування.

Рекомендована система мастила – циркуляційна, з рясною подачею мастила під дуже малим тиском, порядку часткою 0,1 МПа.

У важких токарних верстатах з ЧПК необхідно передбачати можливість регулювання тиску масла, з тим щоб при високих колових швидкостях зубчастих коліс, відповідних максимальній продуктивності, подавати масло під малим тиском, а при малих колових швидкостях зубчастих коліс, подавати масло під підвищеним тиском, тобто здійснювати гідро-розвантаження гідро-карманів.

Масляна ванна підвищує надійність роботи зубчастих коліс з гідро-карманами, забезпечуючи їх мастилом при випадкових перебоях в подачі масла.

3.5 Розробка технологічного процесу обробки високонавантажених

[illegible][illegible]

зубчастих коліс з гідрокарманами.

[illegible][illegible]

Дубл.																				
Взам.																				
Подп.																				
										97.00.001										5
															Колесо зубчатое с гидро-карманами					
А	Цех	Уч.	РМ	Опер.	Код, наименование операции					Обозначение документа										
Б						СМ	Проф.	Р	УТ	КР	КОИД	ЕН	ОП	Кшт.	Тпз	Тшт.				
К/М	Наименование детали, сб. ед. или материала					Обозначение, код					ОП	ЕВ	ЕН	КИ	Н.раск.					
А	101			110	Слесарная	ИОТН№033														
Б	965000					слес.														
О	Опиливать заусеницы. Притупить острые кромки.																			
Т	ПНИ 65																			
А				120	Контрольная	ИОТН№040														
Б	994000					К.П.														
О	Проверить размеры гидро-карманов выполненных на операции 100.																			
	Проверить остальные размеры согласно чертежу.																			
Т	ПНИ 68																			
МК																				1

Рисунок 3.26, 3.27, 3.28, 3.29, 3.30 – Технологія обробки високонавантаженого зубчастого колеса $m=14$, $z=71$ для впровадження на підприємстві.

Висновки до розділу 3

Розроблені циліндричні зубчасті колеса з гідродинамічними карманами, які працюють при неньютонівському стані робочої рідини, що характеризуються властивостями робочої рідини та параметрами стану поверхневого шару.

Викладено контактнo-гiдродинамiчний розрахунок форми i розташування карманiв, якi нанесенi на зубах високошвидкiсних важко навантажених зубчастих колiс важких токарних верстатiв. Наведено залежнiсть в'язкостi мастильних рiдин вiд тиску i температури.

Удосконалено процес моделювання конструктивних параметрiв гiдродинамiчних карманiв з метою забезпечення точностi i якостi високошвидкiсних важконавантажених зубчастих колiс для розрахунку товщини мастильного шару iз забезпеченням демпфуючих властивостей передач.

Удосконалено метод прогнозування показникiв якостi поверхневого шару гiдродинамiчних карманiв зубчастих колiс, з урахуванням гiдродинамiчних властивостей робочої рiдини при формуваннi стабiльної товщини мастильного шару при неньютонiвському станi рiдини.

РОЗДІЛ 4.

АНАЛІЗ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГОЛОВНИХ ПРИВОДІВ ВТВ ПРИ НЕНЬЮТОНІВСЬКОМУ СТАНІ РОБОЧОЇ РІДИНИ

4.1 Міцність гідродинамічних зубчастих передач аналіз аспектів впливаючих на довговічність зубчастих передач види руйнувань, в залежності від матеріалів і твердості зубчастих коліс

Основними причинами виходу зубчастих передач з ладу високошвидкісних токарних верстатів з ЧПК (рис 4.1) є: поломка зубів, викришування активних поверхонь і відшаровування поверхневих шарів зубів, абразивний знос зубів, пластичні деформації зубів і заїдання.

Відмова металорізального обладнання через вихід з ладу зубчастих коліс призводить до вимушеного ремонту і зниження ефективності експлуатації обладнання. Для запобігання поломки зубів запропоновано застосовувати зубчасті колеса з гідродинамічними карманами на евольвентних поверхнях на провідному колесі. Такі гідрокишені виконуються на всіх зубчастих парах циліндричних коліс, на провідних колесах, розроблені різні форми виконання гідродинамічних карманів як на прямозубих так і на косозубих колесах.



а)



б)

Рисунок 4.1 – Вид важкого токарного верстата (а) і коробка подач супорта (б)

Особливістю застосування гідрокиш є обов'язкове виконання радіусу в поперечному перерізі гідроканавки, експериментальні дослідження показали значне зниження ефективності роботи зубчастих передач з гострокутними формами канавок.

З метою забезпечення високих експлуатаційних характеристик зубчастих передач детально досліджені види зносу зубчастих коліс, що дозволило значно знизити або зменшити наступні види зносу:

Процес зношування являє собою різні зміни поверхні зубів, що включає в себе видалення або переміщення матеріалу із взаємодіючих поверхонь при механічному, хімічному або іншому зовнішньому впливі. Він включає в себе:

- механічне зношування;
- корозійно-механічне зношування;
- ерозійне зношування.

Процес зношування зубів спостерігається в кожній працюючій передачі. Числовою мірою зношування є знос, який визначається в одиницях довжини, обсягу або маси. Ступінь граничного зносу встановлюється в залежності від призначення передачі, вимог довговічності, шуму і вібрації. Зношування вважається надмірним при виникненні і розвитку підвищеного шуму, значних динамічних навантажень або значного зменшення товщини зуба, яке може привести до зламу зуба. Так, наприклад, для відкритих зубчастих передач лебідок і транспортерів встановлюється гранично допустима товщина зуба по ділильній окружності не менше 55% товщини зуба біля основи зуба. Для невідповідальних передач зубчасті колеса підлягають заміні при загостренні вершини зуба і зменшенні товщини зуба по ділильній окружності до 45% товщини зуба біля основи. Найбільшому зносу піддаються високонавантажені низькошвидкісні ($V < 0,5$ м/с) зубчасті передачі, що працюють в умовах граничного змащення або його практичної відсутності. Для зубчастих коліс з поверхневою термічною і хіміко-термічною обробкою зубів граничний знос визначається товщиною, що залишається товщиною зміцненого шару, здатної витримувати передану розрахункове навантаження.

Механічне зношування є результатом механічного впливу друг на друга поверхонь зубів, що взаємно переміщаються, а також абразивного впливу на них сторонніх твердих частинок або продуктів, що відокремилися від зносу. За фізичним характером процесу розрізняють такі види механічного зношування:

- адгезійне зношування;
- абразивне зношування;
- полірування;
- втомне зношування;
- зношування при фреттингу;
- зношування в період пуску під навантаженням;
- кавітаційне зношування.

Адгезійне зношування являє собою процес, що виникає при взаємодії мікронерівностей контактуючих поверхонь зубів. В результаті дії високих локальних тисків і міжатомних сил зчеплення відбувається з'єднання мікронерівностей, так зване холодне зварювання зубів, що контактують, подальша пластична деформація при відносному переміщенні зубів, руйнування локальних зчеплень і, в кінцевому рахунку, видалення або перенесення металу. Стан поверхонь зубів зі слідами адгезійного зношування показано на рис. 4.2.



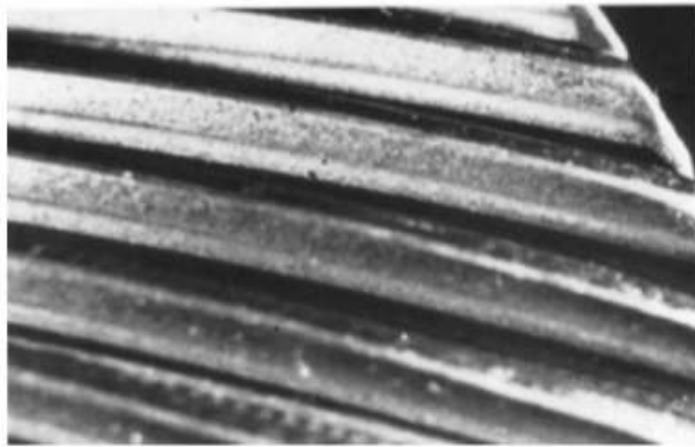
Рисунок 4.2 – Загальний вигляд зубів зі слідами адгезійного зношування

Розрізняють такі види ерозійного зношування:

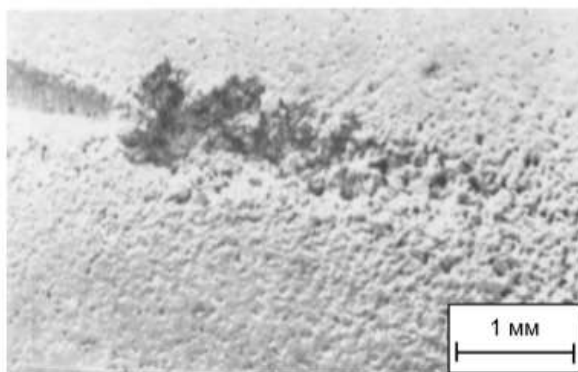
- кавітаційне зношування;

- гідроерозійного зношування;
- газоерозійного зношування;
- гідроабразивне зношування;
- радіаційно-ерозійне зношування;
- електроерозійне зношування.

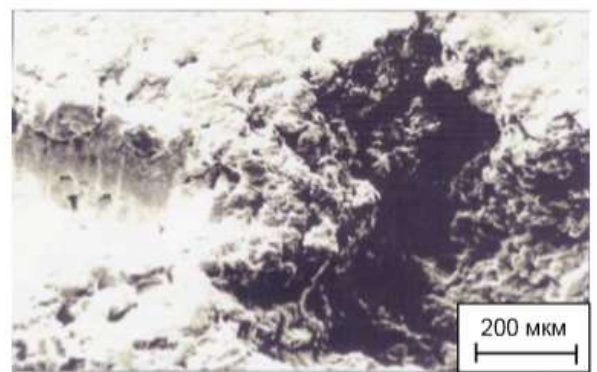
Кавітаційне зношування виникає при русі зубів відносно рідкого мастила з великою швидкістю. При звуженні потоку мастила і наявності перешкод на його шляху у вигляді пари зубів, що зачіпляються, тиск в потоці може піднятися до тиску, відповідного тиску пароутворення при даній температурі. При цьому газ, що виділяється з мастила, і повітря, що утягується в потік, утворюють пухирці розміром близько десятих часток міліметра. Потрапляючи в зону зачеплення, в якій тиск підвищується, пар конденсується, газ розчиняється і в порожнечі, що утворилися з величезним прискоренням спрямовується мастило. Час зростання кавітаційного пухирця становить приблизно 0,002 с, а час повного руйнування – 0,001 с. У квітці певних типів на площі 1 см² протягом 1 с можуть утворитися і зруйнуватися понад 30 млн кавітаційних бульбашок. Руйнування бульбашок створює місцеве ударне підвищення тиску або підвищення температури. При цьому виникає пластична деформація, деформаційне зміцнення і крихкий злам виступів поверхонь. На робочих поверхнях зубів спостерігаються рівномірно розподілені локалізовані осередки задирів, або ж вся поверхня зубів має вигляд, що нагадує результати піскоструминної обробки. Руйнування такого виду показано на рис. 4.3. При мікроскопічному дослідженні можна спостерігати на поверхні наявність безлічі відносно глибоких з нерівними краями кратерів, завдяки яким поверхня набуває вигляду бджолиних сот, як це можна спостерігати на рис. 4.3. Цей процес зносу може відбуватися при високочастотній вібрації або при наявності води, повітря або інших газів в мастилі. Кавітаційна стійкість матеріалу визначається його складом і структурою. Застосування хромонікелевих сталей, а також поверхневе зміцнення загартовуванням із застосуванням струмів високої частоти (далі – СВЧ) або цементациєю, що підвищує кавітаційну стійкість.



a)



б)



с)

Рисунок 4.3 – Мікрофотографії кавітаційно зношених поверхонь зубів:

a – отримані методом скануючої електронної мікроскопії; *б* – кавітаційні пошкодження що зовні нагадують опіскоструминну поверхню; *с* – кратери, що утворилися в результаті кавітації зношування виглядають глибокими, шорсткими, чистими і мають стільникове будову;

Гідроерозійне зношування – це зношування поверхні зубів в результаті дії потоку рідини. Крім фрикційного впливу потоку, описаного вище, рідина, проникаючи при ударах в мікротріщини, що утворилися, викликає розвиток пластичної деформації їх стінок. Зовнішній вигляд прояви гідроерозійного зношування показаний на рис. 4.4.

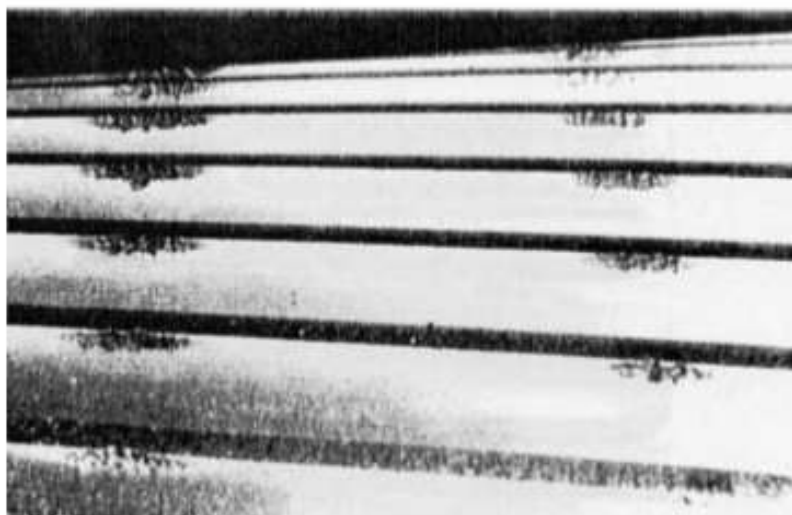


Рисунок 4.4 – Гідроерозійне зношування робочих поверхонь зубів високошвидкісної зубчастої передачі

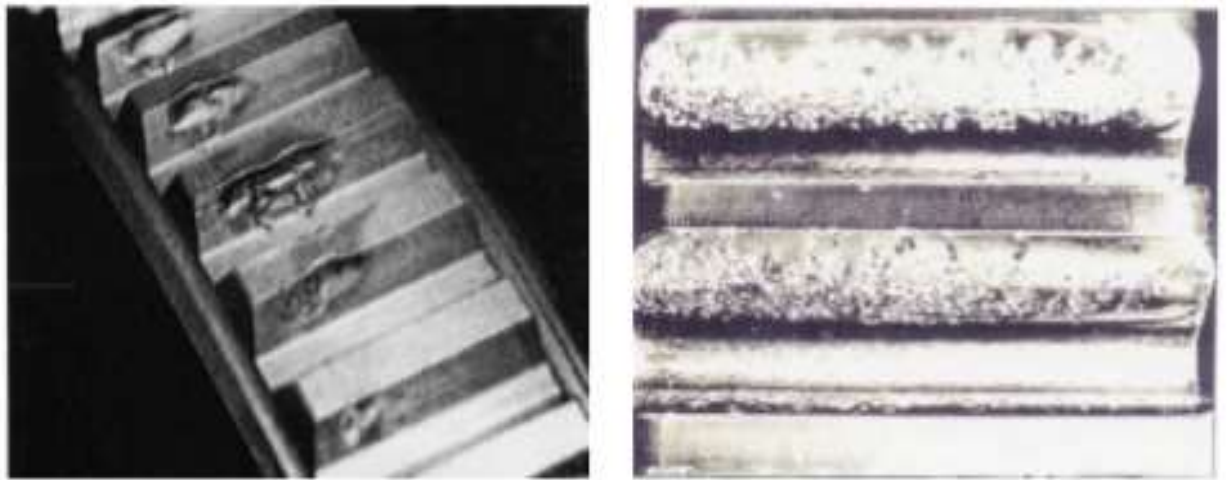
Газоерозійне зношування являє собою зношування поверхні зубів в результаті дії струменя газу. При ударному впливі високотемпературного газового потоку можливе виникнення абляції, тобто випаровування матеріалу.

Зношування даного виду характеризується ерозією поверхні зубів під впливом твердих частинок, захоплюемого потоком рідини або газу.

При радіаційно-ерозійному зношуванні відбувається ерозія поверхні зубів під впливом радіаційного випромінювання, що характеризується «розпуханням» матеріалу, тобто збільшенням його обсягу з одночасним зменшенням міжатомних сил зчеплення.

Розряд електричного струму або іскри, що виникають між поверхнями зубів, що зачіпляються, з причин несправної ізоляції, індукційні або відсутності заземлення, можуть викликати місцеве підвищення температури, що перевищує температуру плавлення металу зубів. При цьому утворюються численні невеликі напівсферичні кратери зі згладженими краями. Навколо цих кратерів можуть спостерігатися оплавлені частки металу. Іноді спостерігаються значні області, на кордонах яких видно кольори мінливості. При металографічному дослідженні виявляються білі області повторно загартованого аустеніту, оточені відпущеними

чорними областями. Від утворених раковин можуть розвиватися мікротріщини. Електроерозійні пошкодження поверхонь зубів показані на рис. 4.5.



а)

б)

Рисунок 4.5 – Незначні електроерозійні пошкодження зубів, викликані слабким електричним струмом :

а – ушкодження на бічній поверхні шліців, викликане електричним струмом наступним взаємним переміщенням контактуючих поверхонь; *б* – електроерозійний знос внаслідок впливу електричного струму високої інтенсивності

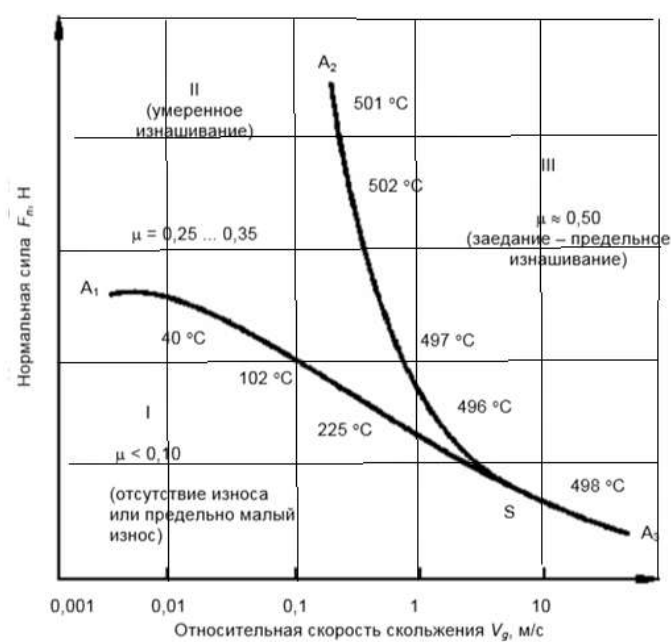


Рисунок 4.6 – Графік зміни зносу і заїдання зубчастих коліс з гідрокарманом

У зоні *I*, для якої поєднання значень зусилля F_n і швидкості ковзання V_g визначає точку нижче лінії *AIS*, умови роботи передачі характеризуються малою величиною зносу $10^{-2} < WI \leq 10^{-6}$ мм³/Н·м, де WI – питомий об'ємний знос, який визначається як об'ємний знос, віднесений до величини одиничної нормальної сили і одиничного шляху ковзання. У цій зоні контактують поверхні зубів розділені граничним упругодинамічним мастилом, товщина якого не перевищує величину сумарної шорсткості контактуючих поверхонь. При збільшенні значення F_n в умовах, коли значення V_g не перевищує абсциси точки *S*, умови роботи передачі переходять в зону *II*, в якій коефіцієнт тертя ковзання μ досягає значення 0,25 – 0,35, а питомий знос $WII-1 \leq WII \leq 5$ мм³/Н·м. Зона *II* являє собою зону помірного зношування. При подальшому збільшенні навантаження або швидкості ковзання відбувається перехід умов роботи передачі в зону *III*, в якій коефіцієнт тертя ковзання μ досягає значення 0,40–0,50, а питомий знос $WIII-100 \leq WIII \leq 1000$ мм³/Н·м. У цій зоні відбувається розрив масляної плівки і має місце чисто металевий контакт поверхонь зубів, що зачіпляються. Зона *III* являє собою зону розвитку заїдання. Уздовж кривої *A1SA3* температура змінюється від температури масляної ванни 28°C при $V_g=0,001$ м/с до температури контакту 498°C при $V_g=10$ м/с. Уздовж кривої *A2SA3* критична температура заїдання становить приблизно 500°C. Така температура в контакті характерна для розвитку заїдання при мастилi зубчастих коліс мінеральним маслом і не залежить від навантаження, швидкості ковзання та геометрії поверхні. Температура в контакті складається зі значень температури зубчастого колеса і температури спалаху.

Розвиток заїдання характеризується порушенням геометрії контактуючих поверхонь зубів, збільшенням споживаної потужності, динамічних навантажень в зачепленні, шумом і вібрацією. За ступенями розвитку заїдання класифікується як: початкове (локалізоване); помірне; катастрофічне.

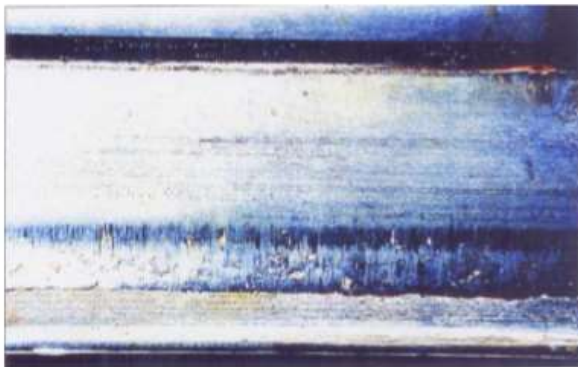
Пластична деформація, адгезія і абразивний знос можуть викликати інтерференцію (впровадження) вершини зуба одного колеса в западину іншого. Причиною інтерференції можуть бути похибки робочих профілів зубів, недостатні розміри радіального зазору, неадекватні параметри профільної модифікації, похибки кроку зубів або похибки міжосьової відстані. Приклади пошкодження зубів при впровадженні вершини зуба одного з пов'язаних коліс в западину між зубами іншого сполученого колеса показані на рис. 4.7.

Рисунок 4.7 – Приклад інтерференції ну зубах ведучого колеса

4.2 Забезпечення довговічності зубчастих коліс з гідродинамічними кишенями для важких токарних верстатів

Довговічність зубчастих коліс визначається вибором матеріалів, умовами експлуатації, характером навантаження в поєднанні з гідрокишенею на евольвентних поверхнях ведучих коліс зубчастих пар. Наприклад для нереверсивних передач гідрокармани виготовляються на лівій або на правій поверхні зубів в залежності від робочої поверхні.

При виборі матеріалів необхідно враховувати призначення передачі, умови її роботи, вимоги технології, наявне обладнання і вартість матеріалу. Слід мати на увазі, що прагнення застосувати більш дешеві, але менш міцні матеріали може привести до збільшення габаритів передачі в цілому, що не завжди економічно доцільно. Як матеріали для виготовлення зубчастих коліс застосовуються сталі, чавуни, неметалеві матеріали і вкрай рідко сплави кольорових металів.



Д

ля
виг
ото
вле
ння
зуб

частих коліс застосовуються вуглецеві і леговані сталі з вмістом вуглецю 0,1–

0,6%. Вибір марки сталі визначається конструкцією, умовами експлуатації передачі і особливостями технології виготовлення зубчастих коліс. Якщо зубчасті колеса нарізаються після термічної обробки, то твердість активних поверхонь зубів зазвичай застосовується в межах $H=HB\ 200-280$, але не повинна перевищувати $H=HB\ 350$.

Для коліс з твердістю активних поверхонь зубів $H<HB\ 350$ використовується сталь марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х, 40Х, 45Х, 40Х11, 45ХН, 35ХМА, 30ХН3А, 34ХМ та ін. Необхідна твердість активних поверхонь зубів досягається термообробкою зазначених сталей: нормалізацією (гарт з охолодженням на повітрі) або поліпшенням (гарт з високою відпусткою). Процес поліпшення дозволяє отримувати верхню межу твердостей активних поверхонь зубів при хорошій структурі металу. Використання сталей з твердістю робочих поверхонь $H<HB\ 350$ дозволяє виготовляти колеса за спрощеною схемою з чистовою обробкою заготовки і зубів після термообробки.

З метою підвищення здатності навантаження, а отже, зниження габаритів і маси передачі доцільно здійснювати високу твердість активних поверхонь зубів. Для цієї мети застосовуються об'ємний гарт з низькою відпусткою, поверхневий гарт і хіміко-термічні обробки (цементация, азотування, ціанування і ін.). У цих випадках нарізування зубів виробляється до остаточної термообробки, а можливі фінішні операції після термообробки.

Цементация зубів з наступним загартуванням дає високу твердість активних поверхонь їх (до $H=HRC\ 55-63$) при досить вузькій серцевині зубів. При цьому використовуються сталі з вмістом вуглецю 0,12–0,3%, наприклад, сталі марок 15, 20, 15Х, 20ХР, 12ХН3, 12Х2Н4А, 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХГТ, 18ХНВА, 18ХНЗА, 18ХФ і ін. Маловуглецеві сталі марок 15 і 20 застосовуються рідко, оскільки вони не забезпечують достатню міцність матеріалу і однорідний шар цементации. Найбільшу надійність вдається підучити при застосуванні після цементации доводочних операцій, наприклад шліфування, усувають супутні цементации спотворення форми зубів.

Азотування забезпечує високу поверхневу твердість, але отриманий твердий

шар має невелику товщину, що робить небезпечним підшарове руйнування. Азотування особливо доцільно в тих випадках, коли після термічної обробки не можуть бути застосовані оздоблювальні операції. Для азотованих зубчастих коліс зазвичай застосовують сталі марок 38ХМЮА, 35ХЮА, 38ХВФЮ, 30ХН2МФА, 45Х2Н2МФЮА і ін.

Ціанування також дає високу поверхневу твердість (HRC 60...63), але одержуваний твердий шар має невелику товщину. Застосовуються сталі марок 20Х, 35Х, 40Х, 30ХГТ, 20ХГР і ін.

При здійсненні поверхневого гарту особливу увагу слід звертати на режими гартування та відпуску з метою виключення можливості утворення гартівних тріщин. При об'ємному загартуванню з низькою відпусткою можливі значні деформації зубів і, що більш істотно, зменшення втомної ізломної міцності їх в зв'язку з тендітною структурою серцевини (рис. 4.8). Це не дозволяє рекомендувати об'ємне загартування для відповідальних передач.

Між межею міцності G_B (МПа) і твердістю HB або HRC існує наближена залежність.

$$G_B \approx 3,5HB \approx 35HRC \quad (4.1)$$

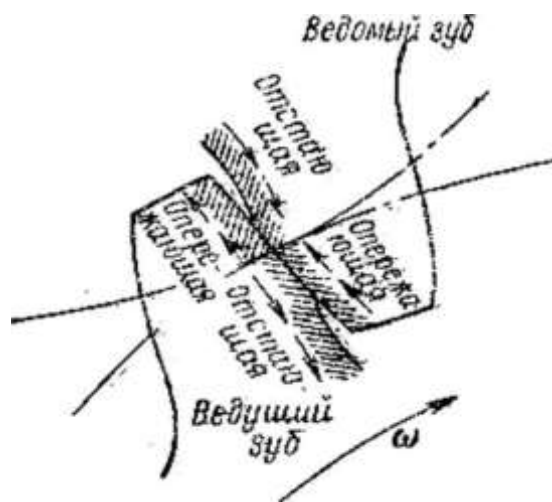


Рисунок 4.8 – Схема пластичної деформації активних поверхонь зубів

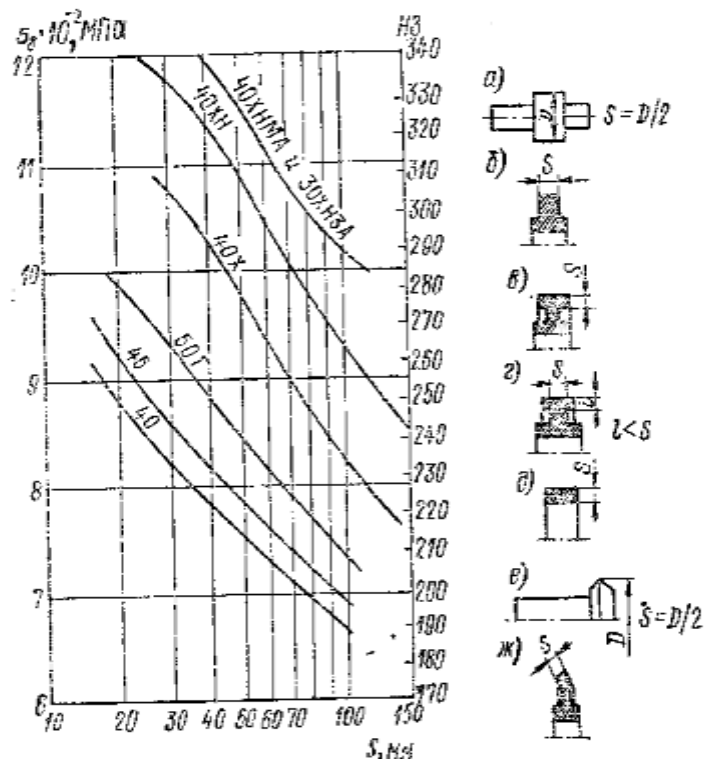


Рисунок 4.9 – Значення G_B і HB в залежності від розмірів перетинів заготовок зубчастих коліс, що піддаються поліпшенню

Литі колеса піддаються зазвичай відпалу і нормалізації. Застосування поліпшення не завжди доцільно в зв'язку з великим відсотком браку при термообробці, пов'язаного з нерівномірним загартуванням, викривленням, освітою внутрішніх залишкових напружень. Для виготовлення зубчастих коліс при окружній швидкості, що не перевищує 6–7 м/с, застосовуються середньовуглецеві сталі, наприклад, сталі марок 45Л, 50Л, 55Л і ін. При окружних швидкостях до 10 м/с застосовуються леговані сталі (45ГЛ, 38ХНЛ, 35ХНЛ, 40ХНЛ, 30ХГСЛ і ін.).

4.3 Розрахунок на контактну міцність гідродинамічних зубчастих передач з урахуванням параметрів контактуючих евольвентних поверхонь при дії максимального навантаження

При розрахунках зазвичай задаємося потужністю (кВт), підведеною до шестерні, або потужністю, що підводиться до зубчастого колеса, N_2 і частотою обертання (об/хв) n_1 або n_2 відповідно. Обертаючий момент (Н-м), діючий на

шестерні, визначаємо за формулою (табл. 4.1)

$$T_1 = 9550 N_1 / n_1 \quad (4.2)$$

Тоді момент на зубчастому колесі

$$T_2 = 9550 N_2 / n_2 \text{ або } T_2 = T_1 u \eta_{12}$$

Т а б л и ц я 4.1 – Зусилля, що діють при зачепленні прямозубих циліндричних зубчастих коліс

Сила	Розрахункова формула
Колова	$F_t = 2T_1 / 0.3C d_1$
Радіальна	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w = 2T_1 \operatorname{tg} \alpha_w / 0.3C d_1$
Нормальна	$F_n = F_t / \cos \alpha_w = 2T_1 / 0.3C (d_1 \cos \alpha_w)$

При визначенні зусиль в зубчастому зачепленні нехтуємо силами тертя, що виникають на активних поверхнях зубів. Тоді сили, що виникають між дотичними зубами, будуть нормальні до їх активних поверхонь. Вважаючи, що нормальні сили рівномірно розподілені по довжині контактних ліній, замінюємо їх зосередженої силою, що діє в середньому перерізі зуба. Формули для визначення зусиль, що діють в передачі прямозубими циліндричними зубчастими колесами, наведені в табл. 4.1.

Розглянутий розрахунок служить для запобігання залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару. Умовою відсутності зазначених руйнувань є

$$\sigma_{H \max} \leq \sigma_{HP \max} \quad (4.3)$$

де $\sigma_{H \max}$ – розрахункове напруження, створюване найбільшим навантаженням з числа навантажень, які підводяться до передачі; навіть при одноразовій її дії на зуб, МПа; $\sigma_{HP \max}$ – допустиме максимальне напруження, яке залежить від

способу хіміко-термічної обробки зубчастого колеса.

Величина $\sigma_{H \max}$ визначається за такою залежністю:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1 \max} \cdot 0.3 \cdot C}{T_{1H}}} \quad (4.4)$$

Допустиме максимальне напруження має наступні значення:

- для зубів зубчастих коліс, підданих нормалізації, поліпшенню або об'ємному загартуванню з низькою відпусткою (в тому числі і після нагрівання ТВЧ), $\sigma_{H \max} = 2,8\sigma_T$, де σ_T – межа плинності матеріалу при розтягуванні, МПа;
- для цементованих зубів або підданих контурної загартуванню після нагрівання ТВЧ $\sigma_{HP \max} = 40H_{HRC}$; C – коефіцієнт форми гідрокишень для азотованих зубів $\sigma_{HP \max} = 3H_{HV}$.

Під впливом повторних змінних або циклічних напружень виникають втомні тріщини, які можуть бути значно нижче межі міцності матеріалу при розтягуванні. Іноді тріщина, що виникла при перевантаженні, показана на рис. 4.10, буде розвиватися поступово, подібно втомним тріщинам. Процес виникнення і розвитку втомних тріщин значно зменшується при використанні зубчастих коліс з гідрокишеннями.

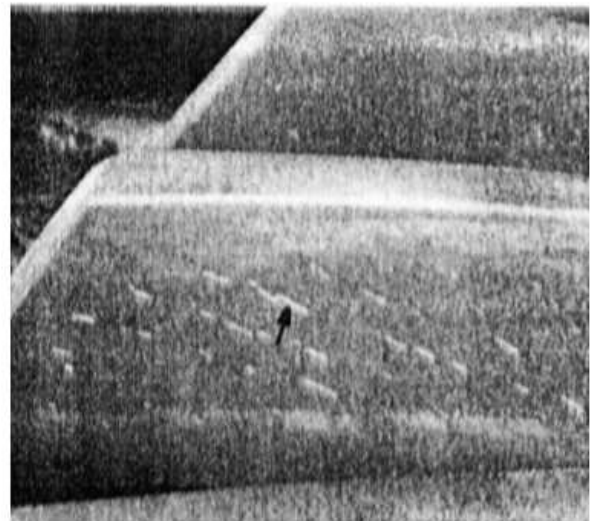


Рисунок 4.10 – Втомні тріщини

Характерна особливість руйнування зубів полягає в відділенні від зубчастого колеса одного або декількох зубів або їх істотних частин. Розрізняють:

- злам зуба при перевантаженні;
- сріз зуба;
- поломку зуба після пластичної деформації (тривале руйнування);
- втомний злам зубів.

Злам зубів при перевантаженні може статися при додатку ударних навантажень. Він також може мати місце при попаданні в зачеплення значних сторонніх об'єктів, а також внаслідок порушення правильності зачеплення через пошкодження валів або підшипників передачі. Характерний вид зламу зуба при перевантаженні показаний на рис. 4.11.

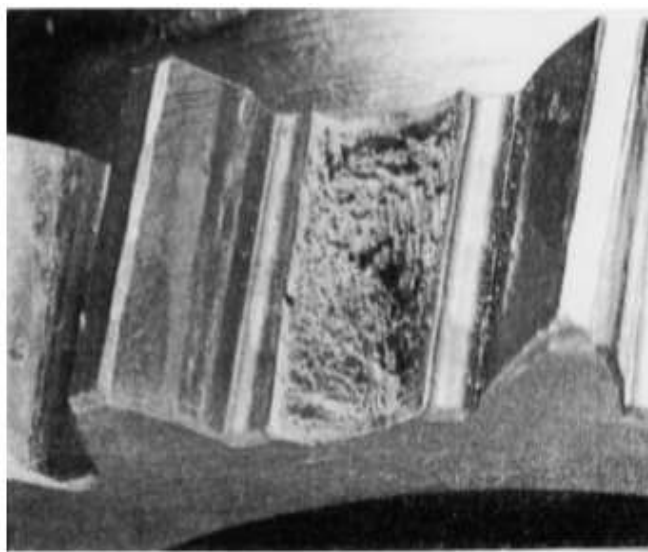


Рисунок 4.11 – Злам зуба прямозубого колеса при перевантаженні

Розрізняють такі види зламу зуба при перевантаженні: крихкий, в'язкий, полухрупкий (змішаний). При перевантаженні може відбуватися руйнування зубів пластичним деформуванням або зломом. Якщо відбувається злам, то руйнування може відбуватися за механізмом або в'язкого зламу, якому передують значна пластична деформація, або крихкого зламу, з наявністю незначної пластичної деформації, або зламу змішаного виду, який демонструє ознаки вузького і

крихкого зламу. Втомні пошкодження зазвичай закінчуються зломом в той момент, коли тріщина проросте до точки, де залишився живий перетин зуба не може далі чинити опір навантаження. У цьому сенсі залишився перетин матеріалу перевантажено, однак злам є вторинним видом, який іде за рахунок причини первинного вигляду – втомного тріщиноутворення. Руйнування зубів без первинної втомної тріщини є рідкісним видом руйнування, однак можуть з'явитися в результаті ударного навантаження, причиною якої може стати або руховий пристрій, або робоча машина. Руйнування можуть також мати місце при попаданні в зачеплення великих сторонніх предметів, а також внаслідок порушення правильності зачеплення через пошкодження валів або підшипників. Відмінності характеристик поверхні руйнування при крихкому і в'язкому зламі зуба наведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Характеристики поверхні руйнування при зламі зубів

Характеристика поверхні зламу	Крихкий злам	В'язкий злам
Поверхня у відбитому світлі	Яскрава Блискуча	Сіра Темна Тускла
Структура	Кристалічна Зерниста Груба Велика Гранульована	Гладка Матова Рівна Мілка Волокниста
Орієнтація	Пласка Під прямим кутом до напряму максимальних напруг розтягування	Пласка або наклонна Під прямим або гострим кутом до напряму максимальних напруг розтягування
Рисунок	Струнковий візерунок Шевронний візерунок	Пласка або наклонна Під прямим або гострим кутом до напряму максимальних напруг розтягування

Пластична деформація	Незначна	Істотна
Мікроструктура	Фасетки внутрішньозеренного і міжзеренного відколу, сходинки відколу, язички	Фасетки квазіскола, ямки

Таким чином застосування зубчастих коліс з гідрокишеною дозволяє значно знизити перераховані вище види зносу, підвищити довговічність зубчастих передач, значно знизити ймовірність відмови високоточних, відповідальних вузлів металорізальних верстатів через вихід зубчастих передач з ладу.

Висновки до розділу 4

У четвертому розділі виконано аналіз міцності гідродинамічних зубчастих передач, аналіз аспектів впливаючих на міцність зубчастих передач, види руйнування, в залежності від матеріалів і твердості зубчастих коліс з гідрокишеннями із забезпеченням довговічності зубчастих коліс з гідродинамічними кишеннями для важких токарних верстатів. Запропоновано розрахунок на контактну міцність гідродинамічних зубчастих передач з урахуванням параметрів контактуючих евольвентних поверхонь при дії максимального навантаження.

5 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Розділ №5 призначений для проведення маркетингового аналізу стартап-проекту задля визначення принципової можливості впровадження до ринку власної розробки та можливих напрямів його реалізації [60].

Стартап-проект має на меті покращення характеристик роботи зубчастих циліндричних передач за рахунок зниження коефіцієнту тертя між колесом та шестернею, зменшення шуму, підвищення довговічності та зносостійкості, зменшення вимог до точності виготовлення циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі (таблиця 5.1).

Можливі напрямки застосування — виготовлення зубчастих передач для важких токарних верстатів з ЧПК та інших важко-навантажених чи високошвидкісних зубчастих зачеплень (таблиця 5.1).

Основні вигоди, що може отримати користувач винаходу — значне підвищення строку служби зубчастих передач, зменшення шуму, зменшення вимог до точності виготовлення коліс зубчастих циліндричних передач (таблиця 5.1).

Таблиця 5.1 – Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Покращення характеристик роботи зубчастих циліндричних передач важких токарних верстатів з ЧПК	Виготовлення зубчастих передач для важких токарних верстатів з ЧПК та інших важко-навантажених чи високошвидкісних зубчастих зачеплень	Значне підвищення строку служби зубчастих передач, зменшення шуму, зменшення вимог до точності виготовлення коліс зубчастих циліндричних передач

Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї стартап-проекту наведено в таблиці 5.2

Таблиця 5.2 – Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї стартап-проекту

№ з/ п	Техніко- економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральн а сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Elmaz Redukto r	Kravchenk o Team	KZMO Redukto r			
1	Зниження коефіцієнту тертя між колесом і шестернею	+	-	+	-	-	-	+
2	Зменшення рівня шуму при роботі зубчастої пари	+	+	-	+	-	-	+
3	Підвищення довговічності	+	-	+	+	-	-	+
4	Зменшення вимог точності при виготовленні і зубчастої пари	+	-	+	-	-	-	+
5	Зменшення часу на виготовлення зубчастої пари	-	+	-	-	+	-	-
6	Можливість швидкого ремонту	+	-	-	+	-	+	-

Проведемо аудит технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту (технології створення товару) [60].

Для визначення технологічної здійсненності ідеї проекту необхідно провести аналіз трьох наступних складових (таблиця 5.3):

- 1) за якою технологією буде виготовлено товар згідно ідеї стартап-проекту?
- 2) існують такі технології, чи їх потрібно розробити або доробити?
- 3) є доступними такі технології авторам стартап-проекту?

Таблиця 5.3 – Технологічна здійсненність ідеї проекту

№ з/п	Ідея проекту	Технології реалізації ідеї	Наявність технологій	Доступність технологій
1	Розрахувати кількість, розміри та розташування гідро-карманів на зубах шестерні	КОМПАС 3D v18	Наявні	Доступні
2	Фрезерувати шестерню, виконати на евольвенті зубів гідро-кармани	зубофрезерний верстат NTM-30.	Наявні	Доступні
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: середовище КОМПАС 3D v18 та зубофрезерний верстат NTM-30.				

За результатами аналізу таблиці 5.3 можна зробити висновок, що технологічна реалізація проекту можлива у середовищі КОМПАС 3D v18 та на зубофрезерному верстаті NTM-30, що є доступним на ринку.

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із

урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів [60].

Спочатку проведемо аналіз попиту: наявність попиту, обсяг, динаміка розвитку ринку (таблиця 5.4).

За результатами аналізу таблиці 5.4 можна зробити висновок, що за попереднім оцінюванням ринок є привабливим для входження.

Визначаємо потенційні групи клієнтів, їх характеристики, та формуємо орієнтовний перелік вимог до товару для кожної групи (таблиця 5.5).

Таблиця 5.4 – Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ з/п	Показники стану ринку	Характеристика
1	Кількість головних гравців	Невідома
2	Загальний обсяг продаж	1000+/на рік
3	Динаміка ринку	Зростає
4	Наявність обмежень для входу	Відсутність досвіду у сфері розроблення стартап-проектів
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Немає
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	91%

Таблиця 5.5 – Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ з/п	Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
-------	--------------------------	-------------------	---	-----------------------------

1	Надійність	Машинобудівні підприємства	Використання в реальних умовах в процесі виготовлення нових верстатів тощо.	Якість виготовлення Можливість періодичного оновлення
2	Вартість	Ремонтні підприємства	Використання у процесі ремонту чи переобладнання машин, верстатів тощо.	Доступність Легка заміність Привабливий зовнішній вигляд

Після визначення потенційних груп клієнтів проводимо аналіз ринкового середовища: складаємо таблиці факторів, які сприяють ринковому впровадженню проекту, та факторів, які йому перешкоджають (таблиці 5.6 — 5.7). Фактори в таблиці надані в порядку зменшення значущості [60].

Таблиця 5.6 – Фактори загроз

№ з/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція
1	Недовіра	Недовіра до нового продукту на ринку	Вибір перевіреного товару Вливання коштів відомими фірмами
2	Не досконалість	Виявлення недосконалості в продукті у порівнянні з продуктом конкурента	Перегляд продукту Усунення недоліків

3	Підвищення конкуренції	Поява асортименті конкурентів аналогічної продукції	в Патентування продукту Створення унікального дизайну Зменшення вартості продукту Подовження гарантії на продукт
---	------------------------	---	---

Таблиця 5.7 – Фактори можливостей

№ з/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція
1	Розширення асортименту	Виготовлення інших видів продуктів	Розширення асортименту продуктів за рахунок розроблення та впровадження у виробництво інших видів зубчастих зачеплень
2	Стандартизація	Впровадження нових стандартів	Дослідження у реальних промислових умовах, обґрунтування доцільності використання та переваг

Проводимо аналіз пропозиції шляхом визначення загальних рис конкуренції на ринку (таблиця 5.8).

Таблиця 5.8 – Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
1. Тип конкуренції	Олігополістична	Зацікавлення новітнім оригінальним та якісним продуктом
2. Рівень конкурентної боротьби	Локальна	Вихід на міжнародний ринок
3. За галузевою ознакою	Внутрішньогалузева	Підтвердження якості продукту

4. Конкуренція за видами товарів	Товарно-видова	Підтвердження оригінальності продукту
5. За характером конкурентних переваг	Цінова	Адекватність вартості продукту
6. За інтенсивністю	Марочна	Розвиток марки/бренда

Після аналізу конкуренції проводимо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (за мод. 5 сил Майкла Юджина Портера, табл. 5.9) [60].

За результатами аналізу таблиці 5.9 робимо висновок щодо принципової можливості роботи на ринку з огляду на конкурентну ситуацію. Після цього робимо висновок щодо характеристик (сильних сторін), які повинен мати проект для того, щоб мати конкурентоспроможність на ринку. Другий висновок враховується далі при формулюванні переліку факторів конкурентоспроможності [60].

Таблиця 5.9 – Аналіз конкуренції в галузі за Майклом Юджином Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	<ul style="list-style-type: none"> • Elmaz Reduktor • Kravchenko Team • KZMO Reduktor 	Бар'єри входу на ринок є порівняно незначними	Не існує чіткої залежності від постачальників	Клієнти мають широку географію	Товари-замінники є
Висновки :	Інтенсивність конкурентної на міжнародному рівні боротьби підвищена	Даний продукт є перспективним та має можливість виходу на	Виготовлення та ціна продукту незначно залежить від постачальників	Клієнти обирають з того, що мають та не висувають	Обмежень через товари-замінники є

		ринок, потенційних конкурентів в мало		ь умов	
--	--	--	--	--------	--

Таким чином, товари-замінники продукту є, конкуренція на міжнародному рівні наявна але продукт конкурентоспроможний, перспективний та має можливість виходу на ринок.

На основі аналізу конкуренції (таблиця 5.9), із урахуванням характеристик ідеї проекту (таблиця 5.2), вимог споживачів до товару (таблиця 5.5) та факторів маркетингового середовища (таблиці 5.6 — 5.7) визначаємо та обґрунтовуємо перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз оформлюємо в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 - Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ з/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування
1	Недовіра новому	Недовіра до нового продукту на ринку
2	Недосконалість	Виявлення недосконалості в продукті порівняно з продуктом конкурента
3	Підвищення конкуренції	Поява в асортименті конкурентів аналогічної продукції
4	Розширення асортименту	Виготовлення інших продуктів
5	Стандартизація	Впровадження нових стандартів компонентів
6	Виконання підрядних робіт	Оновлення та модернізація продукту для компаній-виробників

За визначеними факторами конкурентоспроможності (таблиця 5.10) проводимо аналіз сильних та слабких сторін стартап-проекту (таблиця 5.11).

Таблиця 5.11 – Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін

№ з/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1 – 20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні						
			–3	–2	–1	0	+1	+2	+3

1	Недовіра новому	14					+		
2	Недосконалість	13	+						
3	Підвищення конкуренції	17			+				
4	Розширення асортименту	16							+
5	Стандартизація	11				+			
6	Виконання підрядних робіт	18						+	

Фінальним етапом ринкового аналізу можливостей впровадження проекту є складання SWOT-аналізу (матриці аналізу сильних (Strength) та слабких (Weak) сторін, загроз (Troubles) та можливостей (Opportunities) (таблиця 5.12) на основі виділених ринкових загроз і можливостей та сильних і слабких сторін (таблиця 5.11) [60].

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загроз та факторів можливостей маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості є наслідками (прогнозованими результатами) впливу факторів, і, на відміну від них, ще не є реалізованими на ринку та мають певну ймовірність здійснення [60].

Наприклад: зниження доходів потенційних споживачів — фактор загрози, на основі якого можна зробити прогноз щодо посилення значущості цінового фактору при виборі товару та, відповідно, — цінової конкуренції (а це вже — ринкова загроза) [60].

Таблиця 5.12 – SWOT-аналіз стартап-проекту

Сильні сторони: підвищена надійність та якість роботи продукту; зменшення вимог до точності виготовлення циліндричних коліс зубчастої циліндричної передачі	Слабкі сторони: підвищення ціни виготовлення малий досвід у порівнянні з конкурентами; малий обсяг напрацювань.
Можливості:	Загрози:

розширення асортименту; зменшення ціни.	недовіра новому.
--	------------------

На основі SWOT-аналізу розробляються альтернативи ринкової поведінки (перелік заходів) для виведення стартап-проекту на ринок та орієнтовний оптимальний час їх ринкової реалізації з огляду на потенційні проекти конкурентів, що можуть бути виведені на ринок (аналіз потенційних конкурентів, таблиця 5.9). Визначені альтернативи аналізуються з точки зору термінів та ймовірності отримання ресурсів (таблиця 5.13) [60].

Таблиця 5.13 – Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ з/п	Альтернатива ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Терміни реалізації
1	Дороблення, усунення недоліків	+	від 1-го до 6-ти місяців
2	Оприлюднення та публікація результатів тестування	+	від 1-го до 2-х місяців
3	Спонсорська підтримка	+	від 3-х місяців до 1-го року
4	Популяризація та реклама	+	від 6-ти місяців до 1-го року

Першим кроком розроблення ринкової стратегії передбачає визначення стратегії охоплення ринку [60].

Для визначення стратегії охоплення ринку робимо опис цільових груп потенційних споживачів (таблиця 5.14).

Таблиця 5.14 – Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ з/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1	Професійна група	±	+	+	±
2	Напівпрофесійна група	+	+	+	+
3	Аматорська група	+	±	-	+
Які цільові групи обрано: стратегія диференційованого маркетингу					

Для роботи в обраних сегментах ринку необхідне формування базової стратегії розвитку (таблиця 5.15) [60].

Таблиця 5.15 – Визначення базової стратегії розвитку

№ з/п	Обрана альтернатива розвитку проекту	Стратегія охоплення ринку	Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи	Базова стратегія розвитку
		Стратегія диференційованого маркетингу	Розширення лінійки виробів	Стратегія диференціації

Наступним кроком є вибір стратегії конкурентної поведінки (таблиця 5.16) [60].

Таблиця 5.16 – Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

Чи є проект „першопрохідцем” на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
Так	Шукати нових споживачів	Буде, стандартизовані характеристики	Наслідування лідера

На основі вимог споживачів з обраних сегментів до постачальника (стартап-компанії) та до продукту (таблиця 5.5), а також в залежності від обраної базової стратегії розвитку та стратегії (таблиця 5.15) конкурентної поведінки (таблиця 5.16) розробляється стратегія позиціонування (таблиця 5.17), яка полягає у формуванні ринкової позиції (комплексу асоціацій), за яким споживачі мають ідентифікувати торгівельну марку/проект [60].

Таблиця 5.17 – Визначення стратегії позиціонування

Вимоги до товару цільової аудиторії	Базова стратегія розвитку	Ключові конкурентоспроможні позиції власного стартап-проекту	Вибір асоціацій, які мають сформувати комплексну позицію власного проекту (три ключових)
Якість, надійність, зручність у експлуатації	Стратегія диференціації	Оригінальність, Підвищення якісних характеристик Зниження вимог до точності виготовлення	1) новизна виробу; 2) цінова політика; 3) якість продукту

Першим кроком розроблення маркетингової програми стартап-проекту є формування маркетингової концепції товару, який отримає споживач. Для цього у

таблиці 5.18 підсумовуємо результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товару. Після цього розробляємо трирівневу маркетингову модель товару: уточнюємо ідею продукту та/або послуги, його фізичні складові, особливості процесу його надання (таблиця 5.19) [60].

Таблиця 5.18 – Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

№ з/п	Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами
1	Легкий доступ до інформації	Розширення аудиторії користувачів	Популярність серед користувачів
2	Легка взаємозамінність	Розширення аудиторії користувачів	Популярність серед користувачів
3	Низька вартість	Розширення аудиторії користувачів	Популярність серед користувачів

Таблиця 5.19 – Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові	
I. Товар за задумом	Продукт являє собою розрахунок кількості, розміщення та розмірів гідро-карманів та виготовлення зубчастих передач з гідро-карманами	
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики	
	Якість виготовлення	
	Якість: тестування	
	Пакування: оригінальний дизайн	
	Марка: назва організації-розробника-виговлювача	
III. Товар із підкріпленням	До продажу:	
	Після продажу: гарантійне обслуговування, можливість постійної співпраці	
За рахунок цього потенційний товар буде захищено від копіювання: реєстрація торгової марки, промислового зразка, корисної моделі, винаходу.		

Далі визначаємо цінові межі, якими необхідно керуватись при встановленні ціни на потенційний товар (остаточне визначення ціни відбувається під час

фінансово-економічного аналізу проекту), яке передбачає аналіз ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також аналіз рівня доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.20). Аналіз проводиться експертним методом [60].

Таблиця 5.20 – Визначення меж встановлення ціни

Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на товар/послугу
Від 500\$	Від 1000\$	Від 300\$

Наступним кроком є визначення оптимальної системи збуту, в межах якого приймається рішення (таблиця 5.21):

- проводити збут власними силами або залучати сторонніх посередників (власна або залучена система збуту);
- вибір та обґрунтування оптимальної глибини каналу збуту;
- вибір та обґрунтування виду посередників [60].

Таблиця 5.21 – Формування системи збуту

№ з/п	Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару	Глибина каналу збуту	Оптимальна система збуту
1		Збут власними силами	міжнародний	структурована
2	Збут через дилерів	Зберігання, оновлення, консультації	міжнародний	структурована

Останньою складовою маркетингової програми є розроблення концепції маркетингових комунікацій, що спирається на попередньо обрану основу для позиціонування, визначену специфіку поведінки клієнтів (таблиця 5.22) [60].

Таблиця 5.22 – Концепція маркетингових комунікацій

№ з/П	Специфіка поведінки цілових клієнтів	Канали комунікацій, якими користуються цілові клієнти	Ключові позиції, які обрані для позиціонування	Завдання рекламного повідомлення	Концепція рекламного звернення
1	Пошук аналогів	Мережа Інтернет	Зубчаста шестерня з гідро- карманами	Новизна	Якість, характеристики, ціна

На основі аналізу даного стартап-проекту видно, що він має усі перспективи стати успішним проектом. Значну роль в даному стартап-проекті відіграє фактор новизни на ринку, що може одразу привернути увагу потенційних покупців і знизити конкуренцію на початкових етапах. Головною небезпекою є незадоволення вимог споживачів, які наважаться придбати новий продукт, це може звести нанівець усі зусилля, що були прикладені для створення продукту. Тому даний стартап-проект потребує дуже ретельного пророблення, неодноразових перевірок працездатності та тестувань у реальних промислових умовах. У випадку вдалого виходу на ринок можуть відкритися великі перспективи для розвитку стартап-проекту, наприклад, такі, як співпраця з відомими машинобудівними підприємствами.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі в результаті комплексних досліджень процесу підвищення зносостійкості зубчастих передач головних приводів токарних верстатів, на основі контактної-гідродинамічної теорії змащування, вирішено проблеми забезпечення міцності, довговічності, зниження вібрацій та шумових характеристик зубчастих передач з метою підвищення їх експлуатаційних характеристик, а також продуктивності технологічного процесу в оптимальних виробничих умовах.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають в наступному:

1. Розроблені циліндричні зубчасті колеса з гідродинамічними карманами, що працюють при неньютонівському стані робочої рідини, що характеризуються властивостями робочої рідини і параметрами стану поверхневого шару.
2. Виконані розрахунки товщини мастильного шару в циліндричних колесах, що визначають їх експлуатаційні властивості при неньютонівському стані робочої рідини. Удосконалено прогнозування показників якості поверхневого шару гідродинамічних карманів зубчастих коліс, з урахуванням гідродинамічних властивостей робочої рідини при формуванні стабільної товщини мастильного шару при неньютонівському стані рідини.
3. Розроблено зубчасте зачеплення з адаптивним формуванням миттєвого положення евольвентної поверхні зачеплення зубчастих коліс при наявності постійної товщини масляного шару і передачі крутного моменту без безпосереднього контакту евольвентних поверхонь, що дозволяє гарантувати формування змінної евольвенти.
4. Визначено математичне формулювання контактної-гідродинамічного завдання при різних технологічних способах формоутворення сполучених евольвентних поверхонь зубчастих коліс важких токарних верстатів.
5. Науково обгрунтована методика контактної-гідродинамічного розрахунку товщини мастильного шару в умовах неньютонівського стану робочої рідини.
6. Викладено контактної-гідродинамічний розрахунок форми і розташування карманів високошвидкісних важко навантажених зубчастих коліс,

що зачіпляються, важких токарних верстатів. Наведено залежність в'язкості мастильних рідин від тиску і температури.

СПИСОК НАЙМЕНУВАНЬ ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Archard G. D., Gair F. C. and Hirst W. The elastohydrodynamic lubrication of rollers, – «Proceedings of the Royal Society», 1961, Ser. A, Mathematical and Physical Sciences, 1961, vol. 262, N 1308, p. 51–72.
2. Archard I. F., Cowking E. W. A Simplified Treatment of Elastohydrodynamic Lubrication Theory for a Point Contact. Lubrication and Wear, Symposium of Elastohydrodynamic Lubrication, Paper 3 (The Institution of Mechanical Engineers, London), 1965.
3. Bell I. C. Lubrication of Rolling Surfaces by a Ree-Eyring Fluid.– «ASLE Transactions», 1962, vol. 5, p. 160–171.
4. Bell I. C., Kannel I. W. Aspects of Lubrication Affecting Life of Rolling Bearings. – «Metals Engineering Quarterly», American Society of Metals, February 1967, p. 28–35.
5. Dorr J. Schmiermitteldruck und Randverformung des Rollenlagers. – «Ingenieur-Archiv», 1954, Bd. 22, Hf. 3, s. 171–193.
6. Dowson D., Higginson G R. New Roller-Bearing Lubrication Formula. – «Engineering», 1961, vol. 192, N 8.
7. Dowson D., Higginson G. R. The Effect of Material Properties on the lubrication of elastic rollers. – «Journal of Mechanical Engineering Society», 1960, vol. 2, N 3, p. 188–194.
8. Dyson A. Investigation of the Discharge-Voltage Method of Measuring the Thickness of Oil Films formed in a Disc Mashine under Conditions of Elastohydrodynamic Lubrication. – «Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers», 1966–1967, vol. 181, part 1, N 23, pp. 633–652.
9. Gohar R., Cameron A. The Mapping of Elastohydrodynamic Contacts. – «ASLE Transactions», 1967, vol. 10, p. 215–225.
10. Goodmon, L. Jour. Appl. Mechanics Transactions / L. Jour Goodmon // ASME. Ser. E. – 1962. – N 5. –P. 74.
11. Dowson D., Higginson G. R. The role of lubricant rheology in engine ing applications of elastohydrodynamic lubrication, – «The Bulletin of Brit. Soc. of

Rheol.», 1969, vol. 12, N 4.

12. Singh D.V., Sinhasan R., Ghai R.C., Finite element analysis of orifice compensated hydrostatic journal bearings // Tribol.Int. - 1976. - № 6. - P.281-284.

13. Suslov A.G. Control law for an adaptive technological system to maintain surface-layer quality in machining [Текст] / Suslov A.G., Petreshin D.I. // Russian engineering research. - Издательство: Allerton Press, Inc. – 2011, Т. 30, № 4, С. 418 - 423.

14. Suslov A.G. In-process equipment to maintain regular wear of curvilinear friction surfaces [Текст] / A.G. Suslov, A.O. Gorlenko // Journal of Friction and Wear. – Гомель: Издательство «Государственное научное учреждение Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси». – 2000, Т. 21, № 6 (С. 606 - 611).

15. Suslov A.G. Technological provision of operation properties and quality of machines / A.G. Suslov // Journal of Friction and Wear. – Гомель: Издательство «Государственное научное учреждение Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого НАН Беларуси». - 1997, Т. 18, № 3. (С. 311 - 320).

16. The investigation of oil film thickness in heavily loaded contact. – «Wear», vol. 30, 1974, p. 35–50, auth.: D. S. Kodnir, R. G. Salukvadze, D. L. Bakaschvili, V. Sh. Schwarzman.

17. Weber C. und Saalfeld K- Schmierfilm bei Walzen mit Verformung, «Zeitschrift Angewandte Mathematik und Mechanik», Jan., Febr. 1954, Bd. 34, N 1/2, s. 54–64.

18. Wilkinson W. L. Non-Newtonian flow and heat transfer – «Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers», 1972, vol. 186, N 9, p. 109–116.

19. Аппелдорн И. О современном состоянии теории смазки и ее связи с реологией. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки», 1968, № 3, с. 1–7.

20. Ахматов А. С. Некоторые итоги исследования трения твердых тел. – «Труды Московского станко-инструментального института», 1948, вып. 9.

21. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения / Б. М. Базров. –

М. : Машиностроение, 2005. – 736 с.

22. Белл И. Ц., Кеннел И. В. Интерпретация данных о толщине масляной пленки при качении. Ч. П. Влияние реологических факторов. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки», 1971, № 4, с. 45–59.

23. Гидродинамический эффект смазки цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / В.Д. Ковалев, Е.В. Мироненко, А.А. Ключко, А.Н. Кравцов Д.А. Кравченко // Сборник научных трудов “Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении – 2015: сборник научных трудов [Текст] / ЗАО «ОНИКС». – Ирбит: ЗАО «ОНИКС», 2015. – С. 105–119. (Серия: «Проектирование и применение режущего инструмента в машиностроении» / Общ. ред. Ю.М. Соломенцев). ISBN-978-5-906703-08-8.

24. Гришко В. А. Развитие гидродинамической и контактно-гидродинамической теории смазки. – «Ученые записки Латвийского Государственного университета», 1957, т. XIX, с. 7–77.

25. Грубин А. Н. Основы гидродинамической теории смазки тяжело нагруженных криволинейных поверхностей. – «Труды ЦНИИТМАШ», М., Машгиз, 1949, кн. 30, с. 126–184.

26. Загадский Д. М. Аналог метода Ньютона для нелинейных интегральных уравнений. – «ДАН», 1948, т. 59, № 6, с. 1041 – 1044.

27. Золоторевский, В.С. Механические свойства металлов : учебник для вузов] / В. С. Золоторевский. – М. : Metallurgy, 1983. – 352 с.

28. Капица П. П. Гидродинамическая теория смазки при качении – «Журнал технической физики», 1955, т. XXV, вып. 4, с. 747–762.

29. Иоффе А. Ф. Основные представления современной физики. М., Гостехиздат, 1949, с. 3–368.

30. Ковалев В. Д. Изотермическая стационарная задача смазывающих жидкостей высокоскоростных, тяжело нагруженных зубчатых передач / В.Д. Ковалев, Ю.В. Тимофеев, А.А. Ключко, Д.А. Кравченко // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали тринадцятої

Міжнар. наук.-техн. конф., 2–4 червня 2015 р. / за загал. ред. В. Д. Ковальова. – Краматорськ : ДДМА, 2015. – С. 44.

31. Коганов И.А. Прогрессивные методы изготовления цилиндрических зубчатых колес / И.А. Коганов, Ю.Н. Федоров, Е.Н. Валиков. – М. : Машиностроение, 1981. – 136 с.

32. Коднир Д.С. Исследование работоспособности и долговечности быстроходных авиационных подшипников на базе контактной гидродинамики. Разработка контактно-гидродинамического метода расчета долговечности быстроходных роликовых и радиально-упорных шариковых подшипников. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного института им. акад. С. П. Королева, 1970, с. 1–157.

33. Коднир Д. С. Исследование упруго-деформирующихся подшипников скольжения. Разработка приближенных номограмм для контактно-гидродинамического расчета роликовых подшипников. Куйбышев, изд. Куйбышевского авиационного института, 1961, с. 1 –155.

34. Коднир Д. С. К вопросу о методе решения контактно-гидродинамической задачи. – «Труды III Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах». М., Академиздат, 1960, т. III, с. 58–66.

35. Коднир Д.С., Курушин М.И. Элементы контактно-гидродинамического расчета кинематики и прочности радиально упорных шариковых подшипников. – В сб. докладов Всесоюзного совещания по контактной задаче. М., Изд. НИИ-машиностроения, 1969, с. 423–433.

36. Коднир Д.С., Курушин М.И., Ратнер И.Д. Расчет толщины смазочного слоя в зубчатых передачах и подшипниках качения. Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин. – «Труды Куйбышевского авиационного института им. акад. С. П. Королева», 1969, вып. 40, с. 42–64.

37. Коднир Д.С., Ратнер И.Д. Контактно-гидродинамический расчет зубчатых передач. М., Изд. НИИ информации тяжелой промышленности, 1967, № 18–67–73, с. 2–12.

38. Коднир Д.С., Саввин Л.Л. Теоретическое определение «верхнего предельного напряжения сдвига» в смазочном слое при качении со скольжением. – В сб.: докладов Всесоюзного совещания по контактной задаче. М., Изд. НИИ-машиностроения, 1969, с. 357–368.

39. Коднир Д.С., Садыков В.А. Расчет несущей способности упорных гребней редукторов. М., «Судостроение», 1971, № 3, с. 34–39.

40. Коднир Д.С., Куликов Б.А., Пиковский А.М. Контактно-гидродинамический расчет долговечности высокоскоростных роликовых подшипников. – «Вестник машиностроения», 1967, № 8, с. 31–35.

41. Коднир Д.С., Соколов Ю.Г. Основы теории проскальзывания в высокоскоростных радиальных подшипниках газотурбинных двигателей. – «Труды Куйбышевского авиационного института им. акад. С.П. Королева», 1969, вып. 40, с. 184–х 99.

42. Коровчинский М.В. О некоторых вопросах эластореологии, имеющих приложение в теории трения. – В кн.: Новое о смазке в машинах», М., изд. «Наука», 1964, с. 68–165.

43. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения, М., Машгиз, 1959, с. 3–403.

44. Коровчинский М.В. Тепловой режим смазочного слоя в опорах скольжения. – «Труды II Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах». М., Академиздат, 1951, т. IV.

45. Милн А.А. Теория реодинамической смазки для максвелловской жидкости. Международная конференция по смазке и износу машин. Машгиз, 1962, с. 59–66.

46. Новак И., Уинер В. Влияние давления на отклонение от закона Ньютона у нефтяных масел, содержащих полимерные присадки. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки», 1969, № 3, с. 99–105.

47. Петрусевич А. И. Зубчатые передачи. Справочник по деталям машин, М., «Машиностроение», 1969, т. III, с. 15–156, 209–216.

48. Петрусевич А.И. Основные выводы из контактно-гидродинамической теории смазки. – «Известия АН СССР, ОТН», 1951, № 2, с. 209–223.

49. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. М., «Машиностроение», 1970, с. 3–312.

50. Слезкин Н.А. Динамика вязкой несжимаемой жидкости. М., Гостехиздат, 1955, с. 3–519.

51. Скурка И. Упруго-гидродинамическая смазка роликовых подшипников. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки», 1970, № 2, с. 110–122.

52. Суслов, А.Г. Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений [Текст] // А.Г. Суслов [и др.]; под общ. ред. А.Г. Суслова. – М.: Издательство: Машиностроение, 2006. – 447 (Сер.: Библиотека Технолога).

53. Хакевитц Ф. В. Гидродинамическая смазка роликового подшипника. Введение некоторых параметров с целью получения расчетных диаграмм. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Прикладная механика», 1961, № 2, с. 174–176.

54. Цилиндрические зубчатые передачи с неньютоновским состоянием рабочей жидкости / В.Д. Ковалев, А.А. Ключко, Д.А. Кравченко, М.И. Гасанов // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку: матеріали п'ятнадцятої Міжнар. наук.-техн. конф., 30 травня – 1 червня 2017 р. / Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2017. – С. 40.

55. Эртель А.М. Гидродинамический расчет смазки контакта кривых поверхностей (зубчатые зацепления, подшипники качения, особо тяжело нагруженные подшипники скольжения и т. д.), М., изд. ЦНИИТМаш, 1945, с. 1–64.

56. Власов В. З. и Леонтьев Н. И. Балки, плиты и оболочки на упругом основании. М., Физматгиз, 1960, с. 3–491.

57. Винер В. Обсуждение проблем использования методов реологии в области смазки. – «Труды Американского общества инженеров-механиков.

Проблемы трения и смазки», 1968, № 3, с. 18–22 и 100–106.

58. Кингсбюри Е. Поперечный момент пары шариковых подшипников ротора гироскопа. – «Труды Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки». 1970, № 2, с. 132–140.

59. Декларативний пат. на корисну модель u 2018 02191 UA, МПК F16H 5i9/04 (2016.01). Спосіб забезпечення контактування зубів ведучої шестерні з зубами веденого колеса / В.Д.Ковальов, О. О. Ключко, Д. О. Кравченко, О.М.Шелковий, О.А. Пермяков, М.І.Гасанов, А.О.Скоркін, О.Л.Кондратюк. – 4 с. : ил.

60. Розроблення стартап-проекту [Електронний ресурс]: Методичні рекомендації до виконання розділу магістерських дисертацій для студентів інженерних спеціальностей/ За заг. ред. О.А. Гавриша. — Київ : НТУУ «КПІ», 2016. — 28 с.\

61. Шаповалов О.Ю. Технологічні особливості зачеплення високошвидкісних зубчастих коліс / Ю.М. Малафєєв // Інновації молоді в машинобудуванні: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. Молодих вчених та студентів, МАУ 7, 2019 – МАУ 31, 2019/ за загал. ред. Фролов В.К. – Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2019. – С. 433-443.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 – Експериментальні докази застосовності контактної гідродинаміки при великих навантаженнях

Автори	Рік	Метод вимірювання товщини шару	Вид контакту	Масило	Герцевські напруги $k_0 \text{ та } k_1$, кгс/см ²	Мінімальна товщина шару мастила h_m , мкм	Висота нерівності $h_{\text{н нер}}$, мкм	$\lambda = \frac{h_m}{\sqrt{h_{\text{н1}}^2 + h_{\text{н2}}^2}}$
Паркер, Кеннел [105]	1971	Рентгенівські промені	Конічні ролики	Синтетичне Парафінове Вуглеводневе	20 000	0,9	0,05	12,7
Зарецький, Сіблі, Андерсон [20]	1963	Те ж	Роликовий контакт	Мінеральне	30 000	0,8	0,05	11,3
Сіблі і Оркут [143]	1961	»	Те ж	Мінеральне Синтетичне	13 000	1,3	0,05	18,4
Белл, Кеннел, Аллен [9]	1964	»	»	Мінеральне	10 000	0,7	0,05	9,9
Белл, Кеннел [8]	1970	»	Конічні ролики	Синтетичне	14 000	0,62	0,05	8,8
Гоер, Камерон [132]	1967	Інтерференційний	Кульковий контакт	Мінеральне	15 400	0,5	0,025	14,1
Фурд, Хаммен и Камерон [131]	1968	Те ж	Те ж	Синтетичне	7 000	3—4	0,025	85ч-113
Бакашвили и Шварцман [98]	1974	»	»	Мінеральне	17 000	1,3	0,025	36,8
Ідевен, Івенс, Камерон [99]	1971	»	»	»	28 000	0,6	0,025	16,9
Гоер [14]	1971	»	»		30 000	1,3	0,025	36,8
Дроздов, Решиков [18]	1968	Електроопір	Кульковий контакт	»	14 700	4,0	0,5	5,7
Донахью и Камерон [118]	1966	Електропробій	То же	»	10 000	1,0	0,1	7,1
Сміт [95]	1965	—	»	—	17 200	0,8	0,1	5,6

Таблиця А.2 – Величини , $\sigma_{F\lim b}^0$, K_{Fg} , K_{Fd} ы S_F для цементованих зубчастих коліс

Сталь	Концентрація вуглецю на поверхні, %	Твердість поверхні зубів HRC	$\sigma_{F\lim b}^0$ МПа	K_{Fg}	K_{Fd}		S_F при ймовірності неруйнування	
					Обробка дробом, роликами	Електрохімічна обробка	0,99	>0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легована, що містить більше 1% нікелю і 1% і менше хрому, наприклад 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХГНТА	0,75–1,1 (досягається при контролі: і автоматичному регулюванні вуглецевого потенціалу карбюризатора і закалочной атмосфери)	57–63	950	$\frac{0,75}{0,6}$	$\frac{1-1,05}{1,1-1,3}$	$\frac{1,0}{1,2}$		
Легована, що містить менше 1% нікелю, а також містить більше 1% хрому і більше 1% нікелю, наприклад 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР. 25ХГНМА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА. 14ХГСН2МА			820	$\frac{0,75}{0,65}$	$\frac{1-1,1}{1,1-1,3}$	$\frac{1,1}{1,2}$	1,55	1,05

Продовження таблиці 2.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легована всіх марок	0,6–1,4 (досягається при цементації в середовищах з неконтрольованим вуглецевим потенціалом і загартуванню з застосуванням засобів проти обезуглероживання)	56–63	800	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1 - 1,2}{1,15-1,3}$	$\frac{1,2}{1,25}$	1,65	2,05
Легована, що містить більше 1% нікелю, наприклад 20Х2Н4А, 20ХН3А, 18Х2Н4ВД	Можливо обезуглероживание (проводиться при гартівному нагріванні в атмосфері повітря або продуктах згоряння суміші вуглеводнів з повітрям)	55–63	800	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1 - 1,2}{1,15 - 1,3}$	$\frac{1,2}{1,25}$	1,75	2,2
Прочая легированная, наприклад 18ХПГ, 30ХГТ			700	$\frac{0,8}{0,7}$				

Примітки: 1. Значення K_{Fg} , стоять в знаменнику, застосовуються, якщо не гарантована відсутність шліфувальних прижогів або гострої шліфувальної сходинок до перехідної поверхні.

2. Значення K_{Fd} , що стоять в знаменнику, приймаються при зміцненні перехідної поверхні після шліфування.

Т а б л и ц я А . 3 – Величини $\sigma_F^{lim b}$, K_{Fq} , K_{Fd} і S_F для нітроцементованих зубчастих коліс

Сталь	Концентрація вуглецю на поверхні, %	Концентрація азоту на поверхні, %	Твердість поверхні зубів HRC	$\sigma_{F\lim b}^0$	K_{Fg}	K_{Fd}	S_F при ймовірності неруйнування	
							0,99	>0,99
Легована, хромомарганцевих, що містить молібден, гартувати з кит р про цементацийна нагріву, наприклад 25ХГМ	0,7–1,0	0,15–0,3	57–63	1000	0,70	$\frac{1,0}{1,0–1,35}$	1,55	1,95
Легована, яка не містить молібден, гартувати з нітроцементацийного нагріву, наприклад 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х		0,15–0,5		750	0,75	$\frac{1,05–1,1}{1,1–1,35}$		

П р и м і т к а . Див. примітку 2 до табл. 2.10

Таблиця А.4 – Величини $\sigma_{F\lim b}^0$, K_{Fg} , K_{Fd} і S_F для зубчастих коліс з обпаленої, нормалізованої і поліпшеної сталі
для зубчастих коліс, загартованих при об'ємному нагріванні, і азотованих зубчастих коліс

Сталь	Спосіб термічної або хіміко-термічної обробки	Твердість		$\sigma_{F\lim b}^0$ МПа	K_{Fg}	K_{Fd}	S_F при ймовірності неруйнування	
		поверхні зубів	серцевини зубів у підстави				0,99	>0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вуглецева і легована сталь, що містить більше 0,15% вуглецю, наприклад 40, 45, 40Х, 40ХН, 40ХФЛ, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА	Нормалізація, поліпшення	<i>HB</i> 180–350	<i>HB</i> 180–350	1,8 <i>HB</i>	1,1	<u>1,1–1,3</u> 1,1–1,3	1,75	2,2
Легована, що містить 0,4-0,55% вуглецю, наприклад 40Х, 40ХН, 40ХФЛ, 40ХЫ2А	Об'ємне гартування із застосуванням засобів проти зневуглецьовуванню	<i>HRC</i> 45–55	<i>HRC</i> 45-5	600	<u>0,9</u> 0,75	<u>1,1–1,3</u> 1,1–1,2	1,85	2,3
Легована, що містить більше 1% нікелю, наприклад 40ХН, 50ХН, 40ХН2МА	Об'ємне гартування при можливому зневуглецьовуванню	<i>HRC</i> 45–55	<i>HRC</i> 45-55	550	<u>1,0</u> 0,8	<u>1,1–1,3</u> 1,1–1,2	1,85	2,3

Продовження таблиці А.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Інша легована, наприклад 40Х, 40ХФА	То же	<i>HRC</i> 45–55	<i>HRC</i> 45–55	500	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,1-1,3}{1,1-1,2}$	1,85	2,3
Що містить алюміній	Азотирование	<i>HV</i> 700–950	<i>HRC</i> 24–40	300 + $+1,2H_{HRC}^{серд}$	–	1,0	1,75	2,2
Інша легированная	Те ж	<i>HV</i> 550–750	<i>HRC</i> 24–40	300 + $+1,2H_{HRC}^{серд}$	–	1,0	1,75	2,2

Таблиця А.5 – Величини $\sigma_{F \lim b}^0$, K_{Fg} , K_{Fd} і S_F для зубчастих коліс, загартованих при нагріванні ТВЧ

Сталь	Форма загартованого шару	Твердість		$\sigma_{F \lim b}^0$	K_{Fg}	K_{Fd}	S_F при ймовірності неруйнування	
		перехідної поверхні зубів	серцевини зубів				0,99	>0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Сталь зниженою прогартуваності, що містить 0,5-0,6% вуглецю, наприклад У6, 55ПП	Загартований шар повторює обриси западини	<i>HRC</i> 58–62	<i>HRC</i> 28-35	900	$\frac{0,75}{0,55}$	$\frac{1,0}{1,1-1,2}$	1,75	2,2
Загартованій куля повторює опише западини 60ХВ, 60Х, 60ХН		<i>HRC</i> 54–60	<i>HRC</i> 25–35	750	$\frac{0,8}{0,7}$	$\frac{1,0}{1,1-1,2}$		

Продовження таблиці А.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легована, що містить 0,35-0,5% вуглецю і 1% і більше нікелю, наприклад 40ХН, 40ХН2МА		HRC 48–58	HRC 25–35	700	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,05-1,1}{1,1-1,2}$		
Інша легована, що містить 0,35-0,45% вуглецю, наприклад 40Х, 40ХН		HRC 48–58	HRC 25–35	600	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,05-1,1}{1,1-1,2}$		
Легована, що містить 0,35-0,45% вуглецю і 1% і більше нікелю, наприклад, 40ХН, 40ХН2МА	Загартований шар поширюється на всі перетини тіла зуба і пащу колеса під підставою зуба і западини	HRC 48–55	48–55	600	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,15-1,35}{1,1-1,2}$	1,75	2,2
Інша легована, що містить 0,35-0,45% вуглецю, наприклад 40Х, 35ХМ				500				
Вуглецева і легована	Загартований шар обривається на перехідній поверхні або поблизу її	НВ 200–300 (на незагартованій частини зуба)		400	$\frac{1,0}{0,8}$	$\frac{1,2-1,4}{1,1-1,3}$	1,75	2,2

Таблиця А.6 – Величини $\alpha\sigma_{F\lim M}$, K_{FMg} , S'_{FM} для зубчастих коліс з різною обробкою матеріалу

Сталь	Спосіб і умови термічної або хіміко-термічної обробки зубів	Твердість		Товщина дифузійного або загартованого шару, мм	$\alpha\sigma_{F\lim M}$ МПа	K_{FMg}
		поверхні зубів	серцевини			
1	2	3	4	5	6	7
Легована, що містить більше 1% нікелю Інша легована Легована, що містить 1% і більше нікелю Інша легована	Цементация, гартування з цементацийна нагріву Те ж Цементация. Загартування з повторного нагріву Те ж	<i>HRC</i> 56–62	<i>HRC</i> 30–45	$(0,28m-0,007m^2\pm0,02)$	2650 2100 3100 2100	 $\frac{1,0}{1,1}$
Легована	Нітроцементация			$(0,13\div0,2)m$, але не більше 1,2	2650	$\frac{1,0}{1,1}$
Легована, що містить алюміній Легована, яка не містить алюміній	Азотування	<i>HV</i> 700–950 <i>HV</i> 500–700	<i>HRC</i> 24–40	$(0,07\div0,1)m$ $(0,1\div0,13)m$	2000 1750	–
Легована, що містить 1% і більше нікелю Інша легированная	Загартування при нагріванні ТВЧ Загартований шар повторює обрис западини між зубами	<i>HRC</i> 48–60	<i>HRC</i> 30–35 <i>HRC</i> 25–29	$(0,2\div0,4) m$	2500 2200	$\frac{1,0}{1,1}$

Продовження таблиці А.6

1	2	3	4	5	6	7
Легована, що містить 1% і більше нікелю	Загартування при нагріванні ТВЧ. Загартований шар поширюється на всі перетин зуба і частина тіла зубчастого колеса під підставою зуба і западини	<i>HRC</i> 48–55	<i>HRC</i> 48–55	<i>(0,5 ÷ 1,0)t</i> (під основою западини)	2800	<u>1,0</u> 1,1
Інша легована Легована і вуглецева	Те ж Загартування при нагріванні ТВЧ. Загартований шар обривається у перехідній поверхні	<i>HRC</i> 48–55 Твердість незагартованої частини зуба <i>HB 200–300</i>	<i>HRC</i> 48–55		2500 6HB	
Легована, що містить 1% і більше нікелю	Загартування при об'ємному нагріванні	<i>HRC</i> 45–50	—	—	2800	<u>1,0</u> 1,1
Інша легированная	Те ж	<i>HRC</i> 45–50			2450	
Легована і вуглецева	Нормалізація, поліпшення	HB 180–350			4,8 HB	

Примітки: 1 Коефіцієнт S'_{FM} при ймовірності неруйнування 0,99 вибирається рівним 1,75, а при ймовірності неруйнування більшим 0,99–2,2
2 Значення K_{FMq} , стоять в знаменнику, вибираються для коліс зі шліфованої перехідною поверхнею.

Таблиця А.7 – Марки сталей, застосовуваних для виготовлення губчастих коліс

Спосіб обробки	Марка сталей	досягається твердість (верхня межа)	Основні особливості	Рекомендоване застосування
1	2	3	4	5
Об'ємне загартування	45, 40 X, 40ХН, 35ХМ, 40ХН4МА, 38ХС та ін.	<i>HRC 55–65</i>	Підвищена чутливість сталі до концентрації напружень; підвищені залишкові напруги і викривлення; схильність до утворення гартівних тріщин	Слабо- і середньонавантаж ені передачі
Цементация, об'ємне загартування	15X, 20X, 12ХН3А, 15ХФ, 12ХН2, 12Х2Н4А, 20ХН3А, 20Х2Н4А, 20ХН, 18Х2Н4ВЛ, 25Х ГМ, 13ХГТ, 30ХГТ. 15ХГН2ТА, 20ХГР, 20ХГНР, 20ХГНТР, 20ХГСА та ін.	<i>HRC 58–63</i>	Найбільша несуча здатність зубів; якість обробки в великій мірі залежить від хімічного складу стали, її прогартування, від концентрації вуглецю в поверхневому шарі, твердості серцевини, режимів термообробки, що застосовується в устаткуванні і оснащенні. Теплостійкість 200 °С. Глибина шару від 0,1 до 2,0 мм	Важконавантажені відповідальні зубчасті колеса

Продовження таблиці А.7

1	2	3	4	5
Азотування	38Х2МЮА, 38Х2Ю, 40ХФА та ін.	<i>HV</i> 650–1150	Найбільші твердість поверхні і теплостійкість (400-500°С), незначне викривлення, висока поверхнева крихкість, чутливість до перевантажень, тривалість процесу азотування. Глибина шару від 0,1 до 0,8 мм	Средненагруженних зубчасті колеса в разі неможливості зубошліфования; зубчасті колеса, що працюють при високих температурах
Ціанування	20Х, 35Х, 40Х, 40ХН, 25ХГТ, 25ХГМ, 30ХГТ, 40ХН2МА, більшість цементованих сталей	<i>HRC</i> 58–64	Висока твердість, зносостійкість, нечутливість до концентрації напружень, відсутність окалини, теплостійкість (250°С). Глибина шару від 0,1 до 0,8 мм	Средньоавантажені нешліфовані зубчасті колеса в умовах дрібносерійного виробництва
Нітроцементация	20, 40Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 12ХН3А, 20ХН3А, 20ХГНР, 20ХГР, 20Х, 18ХГТ, 20ХГТ и др.	<i>HRC</i> 57–63	Зносостійкість, твердість, невеликі викривлення, нечутливість до внутрішнього окислення, можлива крихкість. Глибина шару від 0,2 до 0,8 мм	Средньоавантажені нешліфовані зубчасті колеса
Закалка ТВЧ	40, 45. 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 38ХС, 40ХН2МА, 50ПП, У6 и др.	<i>HRC</i> 57–63	Невеликі деформації (залежать від способу загартування), відсутність окалини, підвищена чутливість до концентрації напружень, міцність зубів визначається глибиною загартування і формою загартованого шару	Слабо- і середньоавантажені зубчасті колеса при виготовленні їх зі сталі зі зниженою прокалюваністю

Таблиця А.8 – Основні механічні характеристики сталей, що застосовуються для виготовлення зубчастих коліс

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм	Товщина заготовки, мм	Термообробка	Механічні властивості, МПа		Твердість	
					s с _Т	серцевини HB	поверхні HRC
1	2	3	4	5	6	7	8
35	Будь-який	Будь-яка	Нормалізація	540–580	320	150–180	–
40	»	»	»	580–650	340	170–190	–
45	»	»	»	610–700	360	170–200	–
45	60–90	45–70	Поліпшення	750–850	450	210–230	–
45	30	30	Об'ємне загартування	1000	750	335–490	–
45	Будь-який	Будь-яка	Поверхнєве загартування	600	340	HRC 53–55	–
50	»	»	Нормалізація	580–620	320	210–230	–
50Г	»	»	»	660–700	400	210–230	–
60Г	»	»	»	800–900	440	220–250	–
15Х	–	–	Цементация і загартування	700–800	–	–	58–63
20Х	60	60	»	800	650	230–240	–
35Х	–	–	Нормалізація	700–950	450–750	215–285	–
40Х	280	90	Поліпшення	800–900	550	230–260	–

Продовження таблиці А.8

1	2	3	4	5	6	7	8
40X	120	60	»	900–1000	800	250–280	–
40X	30	30	Об'ємне загартування	1100–1350	900–1050	340–420	35–45
40X	Будь-який	Будь-яка	Поверхнєве загартування	1000	850	–	52–56
45X	–	100	Об'ємне загартування	850	650	230–286	–
45X	–	100–300	»	750	500	163–269	–
45X	–	300–500	»	700	450	–	–
40XC	–	80	»	900	700	≥225	–
40XC	–	40	Поверхнєве загартування	1600	1450	–	48–54
40XH	Будь-який	Будь-яка	Поліпшення	750–850	450	–	50–54
40XH	150	75	»	900–1000	700	207–255	–
40XH	75	75	Об'ємне загартування	1000	850	>241	–
45 ХН	–	100	»	850	600	–	48–54
45 ХН	–	60	»	1000	8СЮ	220–250	–
45ХН	–	40	Поверхнєве загартування	1650	1500	270–300	–
20 ХР	60	–	Цементация з подвійним загартуванням	800–850	600–650	300–320	58–60
20ХГР	–	–	Цементация із загартуванням	950–1000	750–850	310–330	58–62
20 ХНР	–	–	Цементация з подвійним загартуванням	1000–1200	1000	330–350	–

Продовження таблиці А.8

1	2	3	4	5	6	7	8
35ХРА	80	—	Поліпшення	1000–1100	900–1000	380	50–52
40ХТР	80	—	»	1000-1050	ООП–1000	380	51–53
12ХИЗА	90	90	Цементация з подвійним загартуванням	1000	850	260–400	58–63
12Х2Н4А		—	Те ж	1200	1000	280–400	60–65
20Х2Н4Л	—	—	»	1400	1200	300–400	60–65
12Х2Н4ВЛ	—	—	Цементация із загартуванням	1150	850	400	56–60
18ХТТ	.—	—	Цементация з подвійним загартуванням	1150	950	400	56–62
38ХМЮА	30	30	Азотування з попереднім загартуванням	1000	850	350	60
38ХВФ10	30	30	Двоступеневе азотування з попереднім загартуванням	1000	850	320	62
12ХН3	—	—	Цементация с закалкой	800–900		—	58–63
20ХН3	—	—	»	800–900		—	58–63
18Х2Н4ВА	60	60		1400	1200	360	58–63
25Х2ГНТЛ	100	100	»	1100	900	320	58-63
25Х2ГНТА	60	60		1300	1100	350	58–63

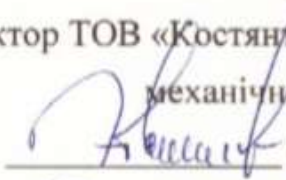
Продовження таблиці А.8

1	2	3	4	5	6	7	8
25Х2ГИТА	40	40		1500	1300	360	58–63
12ХН3А	60	60		920 •	700	250	56–63
12ХН3А	40	40	»	1000	800	300	56–63
38ХН3МА	–	–.	Поліпшення	1000	800	293–331	–
38ХН3МФЛ	–	–	»	900	750	277–321	–

ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ТОВ «Костянтинівський завод
механічного обладнання»

 Е.В. Григоренко
« 05 » грудня 2019 р.

АКТ

впровадження результатів дисертації «Моделювання параметрів якості виготовлення високошвидкісних зубчастих передач» на здобуття наукового ступеня магістра Шаповалова О.Ю.

Основні наукові положення, висновки, рекомендації та розробки, отримані в дисертаційній роботі студента НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського» Шаповалова О.Ю. забезпечують комплексне вирішення проблеми підвищення ефективності важких токарних верстатів з ЧПУ на основі застосування зубчастих коліс з демпфуючими властивостями на основі використання контактної гідродинамічного ефекту, який базується на переході робочої рідини із ньютонівського стану до неньютонівського. Достовірність наукових припущень, положень, висновків і рекомендацій обумовлена коректним використанням методів багатовимірного статистичного аналізу.

В роботі отримана теоретико-експериментальна залежність, яка полягає в тому, що на базі глибокого аналізу існуючої теорії гідродинаміки і конструктивних особливостей експлуатації важких токарних верстатів, шляхом забезпечення демпфуючих властивостей циліндричних зубчастих коліс приводів передніх бабок за рахунок забезпечення параметрів шорсткості поверхневого шару гідродинамічних кишень важконавантажених зубчастих коліс, розроблені наукові напрямки конструктивного забезпечення підвищення надійності, зносостійкості, плавності зачеплення зубчастих передач при утворенні неньютонівського стану робочої рідиною.

Основні положення дисертаційної роботи Шаповалова О.Ю., технологічні регламенти застосування зубчастих коліс з гідро-карманами впроваджені на ТОВ «КЗМО».

Очікуваний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи на ТОВ «Костянтинівський завод механічного обладнання» становить 199602,12 грн на рік.

Головний інженер
Начальник виробництва

Від ТОВ «КЗМО»



Е.М. Кирєєв
Ю.М. Шаповалов